



Escola Politècnica Superior
d'Enginyeria de Vilanova i la Geltrú

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA



Escola Politècnica Superior
d'Enginyeria de Vilanova i la Geltrú

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA

TRABAJO FINAL DE GRADO

TÍTULO: SISTEMA DE CAMBIO DE RUEDAS PARA VEHÍCULO UTILITARIO
APLICANDO METODOLOGÍA SMED.

AUTORA: Katherine Román Honores

TITULACIÓN: Ingeniería en Diseño Industrial y desarrollo del producto

DIRECTOR: Juan José Aliau Pons

DEPARTAMENTO: Expresión Gráfica

FECHA DE PRESENTACIÓN: 31/Mayo/2018

APELLIDOS: Román Honores

NOM: Katherine

TITULACIÓN: Ingeniería en Diseño Industrial y desarrollo del producto.

PLAN: 2017-2018

DIRECTOR: Juan José Aliau Pons

DEPARTAMENT: Expresión Gráfica

CALIFICACIÓN DEL TFG

TRIBUNAL

PRESIDENTE

SECRETARIO

VOCAL

DATA DE LECTURA:

Este proyecto tiene en cuenta aspectos medioambientales: ☒ Sí ☐ No

RESUMEN

El presente proyecto trata de la elaboración de mecanismos o pasos para la realización del cambio de rueda a través del sistema SMED.

El cual contiene un estudio de los pasos que se emplean a la hora de extraer una rueda, así como de los dispositivos que se utilizan, y la creación de un nuevo sistema y dispositivos para sustituir el anterior modelo de extracción por uno nuevo y mejorado que se realice en un menor tiempo.

Estos nuevos pasos se dan con la implementación de un sistema elevador, una pistola de impacto eléctrica y un extractor de llantas, todos ellos se unen y se utilizan de tal manera que afectan al tiempo medio total de la extracción de una rueda. El sistema elevador es el mecanismo automático que elevara y soportara el automóvil para la ejecución del trabajo, realizando la función de un gato común mecánico, pero sin los hándicaps que ocasiona este. De la misma manera la pistola de impacto sustituye a la llave de tuercas convencional, reduciendo así esfuerzos al usuario y el extractor de llantas tiene como función la extracción de la rueda en el momento que esta se quede bloqueada, por elementos externos como lo son la corrosión o la oxidación con sus componentes contiguos.

Palabras clave (máximo 10):

SMED	Poka-Yoke	Ishikawa	Extractor de rueda
Elevador	Automático		

ABSTRACT

The present project deals with the elaboration of mechanisms or steps for the realization of the wheel change through the SMED system.

It contains a study of the steps that are used when extracting a wheel as well as the devices that are used, and the creation of a new system and devices to replace the previous model of extraction with a new and improved one that is Perform in a shorter time.

These new steps come with the implementation of a lift system, an electric impact gun and a tire puller, all of which are attached and used in such a way that they affect the average total time of removal of a wheel. The elevator system is the automatic mechanism that elevates and supports the car for the execution of the work, performing the function of a common mechanical cat, but without the handicaps that it causes. In the same way the impact gun replaces the conventional wrench, thus reducing efforts to the user and the tire extractor has the function of extracting the wheel at the time it is blocked, by external elements such as the corrosion or oxidation with its contiguous components.

Keywords (10 maximum):

SMED	Poka-Yoke	Ishikawa	Wheel Puller
Car lift	Automatic		

INDICE

1. INTRODUCCIÓN	1
2. OBJETIVOS GENERALES	2
2.1. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	2
3. MARCO TEÓRICO	3
3.1. SITUACIÓN ACTUAL	3
3.2. PROBLEMAS COMUNES DEL USUARIO EN LOS CAMBIOS DE RUEDA	6
3.2.1. PROBLEMAS MECÁNICOS.....	7
3.2.2. PROBLEMAS ERGONÓMICOS	8
3.3. ESTUDIO DEL MERCADO	11
3.3.1. MÉTODOS DE SUSTITUCIÓN ACTUAL.....	11
3.3.1.1. Rueda de repuesto	11
3.3.1.2. Neumáticos especializados para pinchazos	13
3.3.1.3. Kit reparapinchazos.....	15
3.3.2. CONCLUSIÓN.....	17
4. MÉTODO SMED.....	18
4.1. FUNDAMENTO HISTÓRICO.....	18
4.1.1. OBJETIVOS Y METODOLOGÍA DE TRABAJO	18
4.1.2. IMPORTANCIA DE IMPLANTACIÓN SMED EN LOS CAMBIOS DE RUEDAS	19
4.2. POKA-YOKE	20
4.2.1. OBJETIVO Y METODOLOGÍA DE TRABAJO	20
4.3. CONCLUSIÓN DE APLICAR AMBOS MÉTODOS	21
5. IMPLANTACIÓN DE METODOLOGÍA SMED	22
5.1. ETAPA PRELIMINAR	22
5.1.1. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DEL CAMBIO DE RUEDA	22
5.1.2. REGISTRO DEL TIEMPO DEL PROCESO	26
5.1.2.1. Conclusión	28
5.2. PRIMERA ETAPA	29
5.3. SEGUNDA ETAPA	29
5.3.1. ANÁLISIS DE LA DINÁMICA DEL PROBLEMA.....	30
5.3.2. DETERMINACIÓN DE LOS NIVELES DE PRIORIDAD.....	32
5.4. TERCERA ETAPA.....	33
5.4.1. PROPUESTAS DE MEJORA	33
5.4.2. PROPUESTAS VIABLES	37
5.4.3. COMPOSICIÓN DE LAS PROPUESTAS POR METODOLOGÍA DE TRABAJO	40
5.4.3.1. Cálculo de tiempo de propuestas por metodología de trabajo	40
5.4.3.2. Elección y descarte de propuestas.....	45
6. DESARROLLO DE LAS PROPUESTAS TÉCNICAS	47
6.2. VALIDACIÓN DE LA PROPUESTA ESCOGIDA.....	47
6.3. SELECCIÓN DEL VEHÍCULO.....	49
6.3.1. PIEZAS ORIGINALES	50
7. DISEÑO DEL ELEVADOR	53
7.2. DESCRIPCIÓN DEL MECANISMO	53
7.3. BOCETOS Y VISUALIZACIÓN FINAL 3D	54
7.4. CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS	59
7.4.1. PARÁMETROS DEL DISEÑO.....	59
7.4.1.1. Capacidad máxima del elevador	59
7.4.1.2. Elección del actuador	61

7.4.1.3.	Altura Bastidor-suelo	62
7.4.1.4.	Distancia entre ejes de las ruedas.....	62
7.4.1.5.	Elevación requerida para el cambio de rueda.....	63
7.4.2.	ANÁLISIS DIMENSIONAL DEL MECANISMO	63
7.4.2.1.	Dimensiones finales	65
7.4.3.	ANÁLISIS DE LA POSICIONES MÁS SOLICITADAS.....	67
7.4.3.1.	Posición de elevación a nivel del suelo	68
7.4.3.2.	Posición de elevación máxima	69
7.4.3.3.	Posición de elevación anticipada	69
8.	DISEÑO Y PROTOTIPO DEL EXTRACTOR DE LA RUEDA	108
9.	PROCESO DEL NUEVO CAMBIO DE RUEDAS	115
10.	ESTUDIO DE PRESUPUESTO	116
11.	PLIEGO DE CONDICIONES	120
11.2.	NORMAS Y REGLAMENTOS	120
11.3.	HOMOLOGACIÓN	121
11.4.	SEGURIDAD	122
11.5.	FABRICACIÓN Y MONTAJE	123
11.6.	MANTENIMIENTO.....	127
11.7.	MEDIOAMBIENTE	128
11.7.1.	ECO-DISEÑO	128
11.7.2.	RECICLAJE	128
12.	CONCLUSIÓN.....	130
12.2.	ASPECTOS NEGATIVOS.....	130
12.3.	PUNTOS DE MEJORA.....	130
12.4.	PERSPECTIVAS	131
13.	BIBLIOGRAFÍA	132
14.	WEBGRAFÍA	132
15.	ANEXOS	134
15.1.	ENCUESTA	134
15.2.	PLANOS.....	134
15.3.	FICHAS DE PIEZAS ORIGINALES.....	134

SUMARIO DE FIGURAS

APARTADO 2

Figura 2.1. Desgaste de los neumáticos.	4
Figura 2.2. Rotura por golpe en bordillo	4
Figura 2.3. Desprendimiento de partes del neumático por falta de mantenimiento.	5
Figura 2.4. Caso de avería del neumático.	6
Figura 2.5. Esparrago de llanta con hilos de rosca seccionados.	7
Figura 2.6. Asiento de buje corroído.	8
Figura 2.7. Postura correcta.	9
Figura 2.8. Postura incorrecta.	9
Figura 2.9. Métodos de palanca para aumentar la fuerza de torque de una llave de turcas.	9
Figura 2.10. Lesiones físicas ocasionadas por el gato mecánico.	10
Figura 2.11. Rueda de repuesto de "galleta".	11
Figura 2.12. Neumático anti- pinchazos "Run flat".	13
Figura 2.13. Comparación de Neumático convencional y Neumático anti-pinchazos en la pérdida de presión.	14
Figura 2.14. Kit reparapinchazos manual.	15
Figura 2.15. Kit reparapinchazos automático.	15
Figura 2.16. Kit reparapinchazos de mecha.	16

APARTADO 4

Figura 4.1. Gato elevador.	22
Figura 4.2. Llave de tuerca.	23
Figura 4.3. Gancho.	23
Figura 4.4. Destornillador hexagonal interior.	23
Figura 4.5. Fases para la sustitución de una rueda. <i>Elaboración propia.</i>	25
Figura 4.6. Renault Laguna Dynamic 2008.	26
Figura 4.7. SEAT León del 2006.	26
Figura 4.8. Diseños de extractor de tuercas.	34
Figura 4.9. Diseños de elevador de coches.	35
Figura 4.10. Diseños para extractor de llantas atascadas.	36
Figura 4.11. Diseños pistola eléctrica multituercas.	37
Figura 4.12. Diseño de elevador de coches mediante un actuador eléctrico.	38
Figura 4.13. Nomenclatura de los pilares en el automóvil.	38
Figura 4.14. Diseño de elevador articulado.	38
Figura 4.15. Disco removedor de llanta.	39
Figura 4.16. Sistema extractor de llanta.	39
Figura 4.17. Pilar o montante de carrocería.	45

APARTADO 5

Figura 5.1. Bastidor.	50
Figura 5.2. Bastidor Toyota RAV4. Manual carrocería Toyota.	51
Figura 5.3. Partes de una llanta.	52

APARTADO 6

Figura 6.1. Boceto pie del elevador.	55
Figura 6.2. Boceto pasador de pie.	56
Figura 6.3. Boceto bancada barra fija	57
Figura 6.4. Boceto bancada barra móvil.	58
Figura 6.5. Posición del elevador en el vehículo. <i>Elaboración Propia.</i>	60
Figura 6.6. Cargas.	60
Figura 6.7. Cargas finales.	60
Figura 6.8. Actuador eléctrico lineal modelo LA37.	61
Figura 6.9. Dimensiones del actuador lineal LA37.	62
Figura 6.10. Distancia entre ruedas del automóvil Toyota RAV4 Híbrido 2WD.	63
Figura 6.11. Fuerzas transmitidas entre barras a partir de los ejes (A-B-C).	63
Figura 6.12. Recorrido del vástago del actuador para una longitud de directriz de 500mm.	64
Figura 6.13. Recorrido del vástago del actuador para una longitud de directriz de 600mm.	65
Figura 6.14. Altura máxima alcanzada por el elevador.	65
Figura 6.15. Altura y desplazamiento horizontal máximo alcanzado por el elevador.	66
Figura 6.16. Altura de elevador cerrado.	66
Figura 6.17. Altura de elevador abierto.	67

Figura 6.18. Fuerzas resultantes donde el actuador entra en carga.	68
Figura 6.19. Fuerzas resultantes en la altura máxima del elevador.	69
Figura 6.20. Posición de elevación anticipada (objeto en la calzada).	70
Figura 6.21. Fuerzas resultantes en una posición desfavorable (objeto en la calzada).	71
Figura 6.22. Fuerzas resultantes para la inclinación máxima barra C-D.	71
Figura 6.23. Despliegue de acciones y reacciones barra C-D.	72
Figura 6.24. Resultantes de acciones y reacciones barra C-D.	72
Figura 6.25. Fuerzas resultantes de la barra C-D.	72
Figura 6.26. Axiles barra C-D.	73
Figura 6.27. Cortantes de barra C-D.	73
Figura 6.28. Momentos resultantes de barra C-D.	73
Figura 6.29. Selección de las secciones de mayor tensión de la barra.	74
Figura 6.30. Dimensiones del perfil de la barra.	75
Figura 6.31. Resultantes del Circulo de Mohr. SECCIÓN R.	77
Figura 6.32. Resultantes del Circulo de Mohr. SECCIÓN S.	80
Figura 6.33. Longitudes efectivas y factores de longitud efectiva para columnas ideales.	81
Figura 6.34. Barra BC-Vástago actuador lineal.	84
Figura 6.35. Barra BC-Vástago actuador lineal.	85
Figura 6.36. Barra AC-Bancada.	85
Figura 6.37. Barra AC-Bancada. PLANO DE CORTE.	86
Figura 6.38. Barra AC-Bancada. SECCIÓN ALZADO.	86
Figura 6.39. Barra AC-Bancada. SECCIÓN EN PLANTA.	86
Figura 6.40. Actuador-Bancada.	87
Figura 6.41. Actuador-Bancada. SECCION ALZADO.	87
Figura 6.42. Barras AC-BC-Pie.	88
Figura 6.43. Barras AC-BC-Pie. Cargas transmitidas en las barras.	88
Figura 6.44. Barras AC-BC-Pie. SECCIÓN A.	89
Figura 6.45. Barras AC-BC-Pie. SECCIÓN B.	89
Figura 6.46. Barra BC-Vástago actuador.	92
Figura 6.47. Barra AC-Bancada.	94
Figura 6.48. Actuador- Bancada.	96
Figura 6.49. Resultantes de estudio de tensiones sobre las pletinas de la bancada fija. SOLIDWORKS.	98
Figura 6.50. Resultantes de estudio de tensiones sobre las pletinas de la bancada móvil. SOLIDWORKS.	100
Figura 6.51. Resultantes de estudio de tensiones sobre el pie. SOLIDWORKS.	102
Figura 6.52. Diagrama capacidad / carga.	104
Figura 6.53. Diagrama velocidad / carga.	104
Figura 6.54. Ubicación de componentes y conexión interna.	104
Figura 6.55. Medidas de cableado de Actuador lineal LA37.	105
Figura 6.56. Componentes del sistema control a distancia del Actuador LA37.	106
Figura 6.57. Funcionamiento del elevador automático.	107

APARTADO 7

Figura 7.1. Componentes para la extracción.	108
Figura 7.2 Datos técnicos de extractor U.306N de toma interior de la marca FACOM.	109
Figura 7.3. Funcionamiento extractor U.306N de toma interior. <i>Elaboración propia.</i>	110
Figura 7.4. Vista de corte del conjunto llanta- extractor de toma interior.	111

APARTADO 8

Figura 8.1. Proceso del nuevo sistema de cambio de rueda.	115
--	-----

APARTADO 10

Figura 10.1. Medidas Logotipo CE.	121
Figura 10.2. Representación ISO de las tolerancias.	124

SUMARIO DE TABLAS

Tabla 1. Evolución porcentual de averías del año 2016. RACE “Real Automóvil club de España”.	3
Tabla 2. Evolución porcentual de averías del año 2017. RACE “Real Automóvil club de España”.	3
Tabla 3. Detalle de averías en los neumáticos 2015. RACE “Real Automóvil club de España”	4
Tabla 4. Reducción de tiempos SMED. <i>Elaboración propia.</i>	19
Tabla 5. Registro de tiempo de sustitución en condiciones favorables.	27
Tabla 6. Registro de tiempo de sustitución en condiciones desfavorables.	28
Tabla 7. Diagrama Causa -Efecto.	31
Tabla 8. Determinación de los puntos a mejorar.	32
Tabla 9. Registro de tiempo de sustitución en condiciones favorables en cada propuesta.	41
Tabla 10. Registro de tiempo de sustitución en condiciones desfavorables en cada propuesta.	43
Tabla 11. Requerimientos exigidos a los vehículos. Real Decreto 736/1988.	47
Tabla 12. Resultados de la encuesta. Propuesta final.	48
Tabla 13. Comparativa de venta de automóviles por sector del año 2015-2016. JATO Dynamics Limited.	49
Tabla 14. Dimensiones, pesos y capacidades del Toyota RAV4 Hybrid 2WD Advance.	50
Tabla 15. Nomenclatura de la llanta RAV4.	52
Tabla 16. Capacidad máxima del elevador.	59
Tabla 17. Datos técnicos del actuador lineal LA37.	61
Tabla 18. Datos técnicos del perfil tubular en frío de la barra. Grupo Condesa.	74
Tabla 19. Datos técnicos de las tensiones admisibles.	91
Tabla 20. Resultantes de estudio de tensiones en una barra.	97
Tabla 21. Resultantes de estudio de tensiones en bancada fija. SOLIDWORKS.	99
Tabla 22. Resultantes de estudio de tensiones en bancada móvil. SOLIDWORKS.	100
Tabla 23. Resultantes de estudio de tensiones en el Pie.	101
Tabla 24. Características de la pistola de impacto de la marca AEG.	109
Tabla 25. Especificaciones técnicas de la fuerza de empuje del extractor U.306N.	111
Tabla 26. Costes de Ingeniería.	116
Tabla 27. Costes de materiales y componentes.	117
Tabla 28. Costes de fabricación y montaje. ELEVADOR.	118
Tabla 29. Costes de fabricación y montaje. LLANTA.	118
Tabla 30. Costes totales de fabricación y montaje.	118
Tabla 31. Presupuesto final.	119
Tabla 32. Tabla de tolerancias y calidades superficiales. ISO 286 “Tolerancias dimensionales”	123
Tabla 33. Tabla de tolerancias para agujeros y ejes.	124
Tabla 34. Tabla de protecciones anticorrosión.	125
Tabla 35. Tabla de tipos de pintura anticorrosión.	126
Tabla 36. Mantenimiento.	127

1. INTRODUCCIÓN

En la actualidad, las ciudades están diseñadas por y para la circulación de los automóviles. Desde su creación el automóvil no solo, se ha convertido en el principal medio de transporte capaz de satisfacer los deseos de movilidad y autonomía, sino también, en uno de los pilares fundamentales de la industria a nivel económico y en la principal generación de fuentes trabajo.

En un mundo sumamente globalizado y competitivo como el actual, es indudable que aquellos sectores que no son capaces de innovar, de renovarse y de aprovechar todo su potencial tenderán a quedarse atrás. Por ello, la industria automovilística se ha situado como uno de los sectores más sofisticados y avanzados, por sus procedimientos de producción, su alto componente tecnológico y por su actividad innovadora, haciendo del coche un medio de transporte altamente demandado, rápido y seguro.

Mantener estas líneas de producción altamente productivas se ha logrado en parte a la aplicación de técnicas como lo es, la técnica SMED “Single Minute Exchange of Die”, una filosofía de producción efectiva que permite aumentar eficientemente la productividad y lograr una alta rentabilidad a largo plazo. En la práctica permite ahorrar tiempo de producción en los cambios de máquina y pasarlo a tiempo productivo.

Esta técnica ha permitido que no solo las industrias se favorezcan de ella, si no también equipos de competición como lo es la Formula 1 permitiéndoles ahorrar tiempo en los cambios de ruedas, mediante de cambios en sus equipamientos, herramientas y rediseño de las piezas claves que faciliten este cambio, lo que les ha permitido llegar a ser los más rápidos del mundo con solo segundos para el cambio.

Ahora bien, si el éxito de estas industrias está ligado a la implementación de metodologías que les permiten tener un control productivo y reducir procesos innecesarios en cada tarea. Las actividades cotidianas como lo son realizar un cambio de ruedas de un vehículo convencional podrían implicar una mejora efectiva, puesto que es una tarea que se realiza con frecuencia y en mucho de los casos bajo condiciones que no favorecen su desempeño y que pueden suponer un riesgo para la seguridad de los usuarios. Por ello, es imprescindible llevar a cabo un estudio que aborde todos estos factores y ayude a alcanzar mejoras sistemáticas y cuantificables en el desarrollo de este proceso para una mejora en la eficiencia y efectividad del trabajo.

De este modo, al igual que los cambios realizados para los cambios de rueda en las carreras de competición, es necesario considerar variables dentro del proceso de ejecución como; el tiempo del ciclo de trabajo, dificultades en el desempeño, valoración e identificación de puntos críticos, rediseño completo del método actual y una evaluación de las capacidades e impedimentos de aquellos que lo ejecutan.

2. OBJETIVOS GENERALES

Lo que se propone con este proyecto es disminuir el tiempo de ejecución de un cambio de rueda de un vehículo con tal de reducir el riesgo al cual se exponen los conductores cuando realizan esta acción, también se pretende buscar la manera más sencilla para que conductores con menos experiencia en cambiar una rueda puedan hacerlo con facilidad, aplicando el método SMED (Single Minute Exchange of Die) y si es necesario modificar o cambiar las herramientas comunes para este trabajo

2.1. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

El objetivo del presente proyecto tiene como finalidad elaborar una propuesta de diseño para la mejora en el proceso de cambio de rueda a través de la implementación de la metodología SMED (Single Minute Exchange of Die) permitiendo obtener mejoras considerables en el tiempo invertido al realizar este trabajo, proporcionar seguridad en todo el proceso de cambio y adecuar nuevas propuestas innovadoras al mercado de la industria automovilística.

- Realizar un análisis general sobre el proceso del cambio de rueda actual, tomando en consideración aquellos factores que dificultan este proceso.
- Llevar a cabo un estudio de mercado con el objetivo de conocer en que medida las herramientas actuales están proporcionando mejoras en el proceso de sustitución y en qué grado resultan ser efectivas y seguras.
- Desarrollar un proceso de medición y estimación de tiempos del proceso de la sustitución, permitiendo identificar variables críticas que impiden realizar óptimamente el trabajo.
- Sugerir diferentes alternativas que brinden solución o mejoren las condiciones de las variables críticas del proceso dentro del marco del sistema SMED.
- Evaluar la viabilidad de las propuestas, seleccionando las mejores alternativas aplicables al proceso del cambio de rueda.
- Desarrollo y justificación de las propuestas seleccionadas para el nuevo método de sustitución de rueda.
- Evaluar económicamente la viabilidad en la implementación de las alternativas propuestas.

3. MARCO TEÓRICO

3.1. SITUACIÓN ACTUAL

Hoy en día, tras la adquisición de un coche las averías mecánicas son el principal motivo por el que los vehículos tienen problemas en las carreteras. Factores como el escaso mantenimiento del coche o pequeños accidentes que se originan en el trayecto, repercuten directamente en los motivos por los que los coches se averían y pueden sufrir desfallecimientos mecánicos.

Generalmente cuando un neumático falla, se trata inmediatamente de saber cuál es la causa de éste, si se trata de un fallo del material, de fabricación o si es un daño condicionado por el uso del mismo.

Según el informe “Tipos y causas de daños en neumáticos de turismo” del fabricante de neumáticos Continental, estadísticamente un fallo puede ocurrir una vez cada diez años o cada 150.000 Km. Lo que demuestra el alto estándar técnico en la industria de neumáticos (calidad de fabricación).

Por el contrario, datos obtenidos por la DGT “Dirección General de tráfico” del año 2016-2017, a través del barómetro de averías del Club RACE “Real Automóvil Club de España” señala que entre las causas registradas como causa de averías más frecuentes en los vehículos vienen dadas en segundo lugar por averías correspondientes a los neumáticos, como se puede observar en la siguiente tabla de porcentajes de averías atendidas por el Club RACE del periodo del mes de enero a mayo del año 2016.

Grupo por percance	Asistencias	Dif. 2016 / 2015
AVERÍA BATERÍA	165.300	5,2%
AVERÍA NEUMATICOS	78.900	12,1%
ACCIDENTE DE TRÁFICO	48.242	23,4%
AVERÍA MOTOR	44.948	14,6%
AVERÍA BOMBA / INY. DIESEL	43.100	70,8%

Tabla 1. Evolución porcentual de averías del año 2016. RACE “Real Automóvil club de España”.

En la identificación de grupo por percance RACE, señala que en este periodo se ha producido un incremento del 12,1% con respecto a los registros tomados del año 2015 que fue del 11,1%.

Grupo por percance	Asistencias	Dif. 2017 / 2016
Averías batería	165.306	-4,7%
Avería neumáticos	78.900	5,6%
Accidente de tráfico	45.014	-6,1%
Avería de motor	43.158	5,2%
Avería Bomba / Iny. Diésel	28.654	-1,1%

Tabla 2. Evolución porcentual de averías del año 2017. RACE “Real Automóvil club de España”.

Para el año 2017 se incrementaron más de un 5,5% respecto a 2016, hasta alcanzar un total del 78.900, como se observa en la Tabla 2.

De estos registros se puede observar detalladamente en la siguiente tabla cual es el tipo de avería en los neumáticos que en gran medida RACE afirma atender.

Detalle de Averías con neumático	Año 2015	Dif. 2015 / 2014
Pinchado o roto	54.128	10,8 %
No válido/sin rueda de repuesto	2.078	17,9 %
Robado / Vandalismo	417	27,9 %
Total	56.624	11,1 %

Tabla 3.Detalle de averías en los neumáticos 2015. RACE “Real Automóvil club de España”.

Esta tabla se ha extraído de informes publicados del barómetro de averías del año 2015 a falta de una tabla más actualizada del año 2017.

La compañía de asistencias RACE alude a que este incremento en las averías no solo se debe a fallos producidos a consecuencia del contacto con elementos en la calzada (piedras, baches pronunciados, etc.), si no en gran medida a la falta de atención en las especificaciones de mantenimiento que los fabricantes adjuntan (capacidad, velocidad, presión de inflado etc.), generalmente no son llevados por el usuario. A estos factores se añaden acciones que llevan al límite las capacidades de los neumáticos, como son; maneras inadecuadas de conducción (afrontar bordillos, aceleraciones o frenazos bruscos), transporte de sobrecargas en el vehículo que hacen que el rendimiento y las capacidades del neumático disminuyan, y consecuentemente ocasionen prematuros desgastes o incluso fallos graves seguridad que puedan desencadenar accidentes de tráfico con daños personales o materiales.

Lo que conlleva a que el número de asistencias en carreteras atendidas por fallos, averías o defectos en este componente aumenten significativamente cada año y que puedan originar accidentes de tráfico en la reparación de la rueda.



Figura 2.1. Desgaste de los neumáticos



Figura 2.2. Rotura por golpe en bordillos



Figura 2.3. Desprendimiento de partes del neumático por falta de mantenimiento

3.2. PROBLEMAS COMUNES DEL USUARIO EN LOS CAMBIOS DE RUEDA



Figura 2.4. Caso de avería del neumático

Para llevar a cabo la sustitución de una rueda, cada fabricante de vehículos dota al conductor de herramientas necesarias para la buena práctica de este proceso, sin embargo, la falta de experiencia o de conocimientos de la operación y las limitaciones que pueden llegar a tener el usuario en la utilización de estas herramientas, suele generalmente desencadenar en fallos en la sustitución que se deriva posteriormente en una asistencia técnica. Lo que puede representar en un riesgo para la seguridad de la persona si se encuentra bajo la exposición del tráfico.

A través de un pequeño estudio de campo realizado al taller con profesionales del RACC “*Real Automóvil club de Catalunya*”, destacaron que aproximadamente el 55% de las asistencias que se atienden por esta causa, parten de conductores que no saben cómo realizar un cambio de rueda o prefiere no realizarlo por miedo a;

- Cortes o golpes en el transcurso del proceso.
- Resultar gravemente heridos a causa de un atropello en la carretera mientras realizan la operación.
- Invertir demasiado tiempo sin lograr el objetivo.
- Mancharse la ropa o las manos.
- Inseguridad de ver realizado bien la operación.

Mientras que el 45% de los conductores que son capaces de realizar el cambio se encuentran con problemas mecánicos como; aflojar las tuercas de la rueda o la imposibilidad de poder extraerla, que en varios de los casos han producido la caída del vehículo por la mala colocación del gato.

Dadas las dificultades que presentan los usuarios en el proceso de la sustitución de una rueda, en este apartado se analizan las principales causas que dan lugar a los problemas durante el proceso de la sustitución de la rueda. Estos factores se dividirán en; problemas mecánicos y ergonómicos, mecánicos en cuanto al coste de la realización de la operación por problemas externos a su ejecución y ergonómicos en cuanto a posturas o daños físicos en el momento de la ejecución del proceso.

3.2.1.PROBLEMAS MECÁNICOS

Asociados a la extracción de las tuercas

Los problemas asociados a los fallos de su extracción vienen dados por las siguientes causas:

- Superar el torque determinado para el tipo modelo de llanta de cada vehículo, produce tensión en el esparrago causando grietas en los hilos de rosca tanto del espárrago como en la tuerca.
- Deterioro de las roscas a causa de la corrosión o la acumulación de óxido sobre los pasos de rosca
- Las tuercas de la rueda no son OEM "*Original Equipment Manufacturer*" o "*Fabricante de equipamiento original*". Esto quiere decir que las tuercas son incompatibles con el tipo de asiento en la cual serán apretadas. Esto produce un fallo en el contacto entre el esparrago y la tuerca produciendo grietas en los pasos de rosca en el momento de su ajuste o cuando el coche se encuentra en marcha.

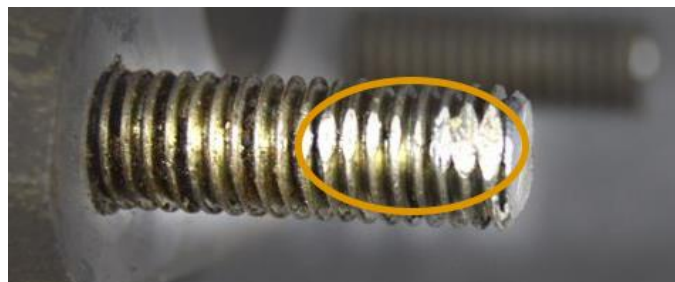


Figura 2.5. Esparrago de llanta con hilos de rosca seccionados

Asociados a la extracción de la rueda

Estos problemas son ocasionalmente producidos a causa de;

- Suciedad acumulada entre la superficie de contacto de llanta - buje y el contacto constante de fluidos corrosivos sobre el metal, produce la aparición de óxido sobre estas superficies de unión, ocasionando así un encasillamiento de la rueda que dificulta su extracción.
- Insuficiente cantidad de lubricación entre piezas.
- Frecuente sobrecarga del automóvil o estilo agresivo de conducción.
- Defecto de fábrica de las piezas.



Figura 2.6. Asiento de buje corroído.

Como se ha podido observar estos hechos traen a la realidad muchas dificultades en la ejecución del proceso del cambio de rueda, ya que cuando no se cuenta con herramientas ni métodos estandarizados de trabajo se presentan conflictos en el área de la actividad, haciendo que el proceso de sustitución tome más tiempo de lo necesario para su correcta finalización.

3.2.2.PROBLEMAS ERGONÓMICOS

La carga física de trabajo es uno de los riesgos ergonómicos más importantes a la hora de llevar a cabo tareas forzosas como lo es cambiar una rueda de coche. Este tipo de tareas está dentro de los trabajos diarios realizados por trabajadores de talleres mecánicos con los que cuentan con elementos que facilitan el trabajo y evitan en gran medida posturas inadecuadas.

Por el contrario, llevar a cabo un cambio de ruedas por un usuario convencional bajo ambientes no protegidos y con posturas que a menudo pueden ocasionar lesiones por manipulación manual de cargas o trastornos musculares por la adopción de posturas forzadas.

A continuación, se destacan las operaciones que más riesgos pueden causar al usuario en el transcurso de la sustitución de una rueda que son; la **manipulación manual de cargas**, en el caso de las ruedas (al quitarlas o al ponerlas) y la forma de **uso de las herramientas** en cuanto a las limitaciones que estas ofrecen al usuario de cara al desarrollo del proceso.

Manipulación de cargas (ruedas)

Las posturas inadecuadas en trabajos que requieren de esfuerzo físico como lo es en este caso la manipulación de las ruedas, pueden ocasionar lesiones a personas de cualquier edad por adoptar posturas no recomendables para el trabajo.

Por otra parte, se tiene en cuenta que las dificultades que en muchas de las ocasiones presenta la rueda en la extracción, obliga a los usuarios a realizar sobreesfuerzos que requieren en gran medida de acciones físicas que resultan a posterior dañinas para la salud.

A continuació, se presenta un exemple de com se debe i no se debe manipular una roda.



Figura 2.7. Postura incorrecta



Figura 2.8. Postura correcta

Uso de las herramientas

Como se ha especificado anteriormente las herramientas principales para realizar un cambio de ruedas son; llave de tuerca o de cruz y gato mecánico.

Estas herramientas aparte de dotar de utilidad en el proceso de la sustitución, en alguno de los casos presentan dificultades en el momento de su uso, ocasionando no solo problemas en la realización de la operación, sino también en la comodidad y seguridad del usuario. Estos problemas vienen dados por las siguientes causas:

Problemas en el uso de la llave de tuercas o de cruz: Debido al alto torque que presentan algunas de las tuercas de la rueda, ya sea por exceso de apriete, defectos de fabricación o corrosión (tuerca-espárrago), obliga a ejercer una fuerza mayor sobre la llave. Resultando ser en una tarea peligrosa para el usuario que la realiza, ya que por lo general pone en práctica métodos no muy seguros que pueden dañar su integridad física.



Figura 2.9. Métodos de palanca para aumentar la fuerza de torque de una llave de tuercas.

Generalmente la llave que proporcionan los fabricantes de coches limita la posibilidad de medir o limitar el par de apriete o torque adecuado para cada tipo de rueda, lo que da lugar a futuros fallos en el ajuste de las tuercas y por consiguiente a problemas como el expuesto anteriormente.

Problemas con el gato mecánico: Los problemas que se encuentran en el uso de esta herramienta están vinculados al manejo y la ergonomía que ofrece al usuario en el momento de su ejecución.

Al ser una herramienta que maneja desde una posición relativamente baja, puede ocasionar lesiones lumbares por la postura de trabajo o cortes y magulladuras en las manos debido la proximidad de la manivela con la calzada en el momento de hacer giros para elevar el coche.



Figura 2.10. Lesiones físicas ocasionadas por el gato mecánico.

A partir de aquí se realiza una investigación sobre las tecnologías, o acciones que se estén implementando para solucionar este tipo de problemas una vez ha tenido lugar la avería. De manera que enfoque el camino adecuado para solucionar el problema propuesto por el presente proyecto de reducir el tiempo en solucionar la avería y a consecuencia el tiempo de exposición en carretera del usuario.

3.3. ESTUDIO DEL MERCADO

3.3.1. MÉTODOS DE SUSTITUCIÓN ACTUAL

En este apartado se realizará un breve análisis de los diferentes procesos de sustitución proporcionados por fabricantes de distintas gamas de autos y que se están implementando cada vez en el mercado como alternativa al proceso de sustitución tradicional con la finalidad de reducir tiempo, esfuerzo y riesgo del trabajo en carretera.

En cada uno de ellos se analizará sus ventajas e inconvenientes para tener una visión objetiva sobre sus prestaciones en cuanto a calidad y eficiencia en el terreno.

3.3.1.1. Rueda de repuesto

Una rueda de repuesto se utiliza principalmente para sustituir otra rueda operativa averiada. Consta de medidas idénticas a las de los neumáticos originales. Pero existen también con equivalencias menores, coloquialmente conocida como rueda de galleta, destinadas a ahorrar peso, precio y espacio. Su uso es limitado debido a su bajo nivel de velocidad y de carga.

Para hacer uso de una rueda, cada conductor cuenta con una serie de herramientas proporcionadas por el fabricante del vehículo adquirido. Estas herramientas comúnmente son;



Figura 2.11. Rueda de repuesto de “galleta”.

- **Llave de cruceta o llave en cruz:** herramienta que se utiliza para aflojar o apretar los tornillos que sujetan las llantas de los automóviles, con 4 bocas de diferentes medidas (17mm, 18,05 mm, 20,63 mm, 22,21 mm).
- **Gato mecánico:** maquina empleada para la elevación de cargas que se basa de un sistema multiplicador compuesto de una pieza roscada y en un husillo.

Debido a que cada herramienta cumple una distinta finalidad en el proceso de la sustitución para analizar qué ventajas e inconvenientes es necesario su análisis individual.

Rueda de repuesto:

VENTAJAS	INCONVENIENTES
<ul style="list-style-type: none"> - Permite continuar la marcha. 	<ul style="list-style-type: none"> - Ocupa más espacio. - Se invierte mucho tiempo en su sustitución. - Solo permite circular a una velocidad máxima de 80 km/h. - Distancia máxima de recorrido 200km (según el fabricante). - Se pierde simetría longitudinal debido a sus reducidas dimensiones. - Tiene mayor probabilidad de daños en el momento de la circulación. - Agarre reducido.

Llave de cruz:

VENTAJAS	INCONVENIENTES
<ul style="list-style-type: none"> - Uso intuitivo. - Facilidad de guardado. - Económicas con respecto a otras herramientas del mercado que requieren de una inversión mayor. - Resistente y bajo peso. 	<ul style="list-style-type: none"> - Debido a la corta longitud del mango se necesita generar mucha fuerza para lograr extraer las tuercas de la rueda. - Carecen de la posibilidad de medir o limitar el par de apriete o torque adecuado para cada tipo de rueda.

Gato mecánico:

VENTAJAS	INCONVENIENTES
<ul style="list-style-type: none"> - Fácil mantenimiento. - Coste económico. - Ligero y de fácil guardado. - Permite levantar el vehículo utilizando sólo la fuerza manual. 	<ul style="list-style-type: none"> - Lentitud de accionamiento y de repliegue. - Limitada capacidad de carga. - Ocasionalmente produce heridas en las manos, debido a la proximidad de la manivela a la calzada. - Herramienta poco intuitiva y no fácil de montar.

3.3.1.2. Neumáticos especializados para pinchazos

Neumático Run Flat o neumático anti-pinchazos que en un sistema ideado por los fabricantes de neumáticos *Bridgestone* y *Continental Corporation*, formado a partir de dos tecnologías; el diseño reforzado del neumático y un dispositivo (TPMS) "Tire-Pressure Monitoring System" o "Sistema de monitorización de la presión de los neumáticos", que mide la presión de forma indirecta, a partir de la velocidad de giro de cada una de las ruedas empleando los sensores de giro del ABS.

Este sistema avisa al conductor mediante señales luminosas y acústicas cuando la presión de inflado es demasiado baja en función de lo que se haya establecido en el sistema, permitiéndole al conductor seguir rodando sin aire durante una cierta distancia de (entre 50 a 250 km) y a una cierta velocidad (80 km/h) tras un haber sufrido un pinchazo.



Figura 2.12. Neumático anti- pinchazos "Run flat"

El diseño del neumático está formado por:

- Un soporte interior o carcasa más resistente que puede apoyarse en la banda de rodadura cuando el neumático está falto de presión.
- Unos flancos reforzados que limitan la deformación y mantienen la llanta alejada del firme durante la pérdida de presión.
- Materiales de refuerzo resistentes a las altas temperaturas que generará la fricción de las gomas.
- Un anillo de sujeción que hará que el neumático no se desprenda de la llanta en caso de perder presión. Hay que tener en cuenta que las llantas de los neumáticos Run Flat presentan un diseño especial que impide que estos se

separen de las mismas incluso al tomar curvas cerradas.



Figura 2.13. Comparación de Neumático convencional y Neumático anti-pinchazos en la pérdida de presión

VENTAJAS	INCONVENIENTES
<ul style="list-style-type: none"> - Reduce el riesgo de avería. - Permite prescindir de la rueda de repuesto, ayudando a reducir peso y ahorrar espacio. - Elimina el riesgo de sustituir la rueda en un lugar inadecuado. - Alarga la vida útil del neumático. - Permite recorrer largas distancias. - Es más estable en caso de pinchazo. 	<ul style="list-style-type: none"> - Es obligatorio instalar sensor de presión en el interior del vehículo. - Dependiendo del tipo de pinchazo estos neumáticos no se reparan, obligando a cambiar la rueda averiada por una nueva, y representando coste adicional. - Debido a la dureza del neumático no permite absorber baches e irregularidades del terreno, provocando vibraciones y ruidos en el vehículo. - Pesa 4 kg más que una rueda normal. - En condiciones de baja adherencia puede dar mediciones erróneas de la presión. - Se debe calibrar continuamente los sensores para evitar problemas de medición. - Elevado coste de instalación.

3.3.1.3. Kit reparapinchazos

La finalidad de este accesorio es sellar la averia producida tras el pinchazo del neumático con la ayuda de un sistema de sellado y de un restablecedor de presión.

El sellante esta formada por una mezcla viscosa compuesta de sustancias como; popelente licuado que ayuda a inflar el neumático gracias a la liberación de gas que se vaporiza al exponerse a la presión atmosférica y espuma de látex hecha de la mezcla de resinas naturales y sintéticas que ayudan a taponar la fuga inmediatamente.

El restablecedor de presión lo conforma un compresor encargado de introducir la espuma e hinchar el neumático.

Existen tres métodos de utilización; Kit antipinchazos manual, automático y de mecha.

- El kit reparapinchazos manual consta de dos elementos; el sellante y un compresor de aire.



Figura 2.14. Kit reparapinchazos manual.

- Kit automático cumple la misma dinámica que el manual con la diferencia de que integra los dos elementos en un mismo sistema.



Figura 2.15. Kit reparapinchazos automático.

- Kit de mecha incluye; un punzón escariador para limar el agujero del pinchazo, una herramienta para introducir la tira de caucho, un tubo de pegamento para la

tira de caucho y tiras de caucho compuestas de microfibras de alta resistencia y caucho natural.



Figura 2.16. Kit reparapinchazos de mecha.

Sellante:

VENTAJAS	INCONVENIENTES
<ul style="list-style-type: none"> - Son fáciles de adquirir ya que su coste es mínimo a comparación de otros sistemas de sustitución. - Ocupan poco espacio en el coche y su peso es mínimo. - Permite continuar la conducción sin tener que hacer uso de la rueda de repuesto. - Evitan sobre esfuerzos de trabajo. - Permite controlar la presión introducida en el neumático. 	<ul style="list-style-type: none"> - Sistema exclusivo de emergencia, solo para pinchazos pequeños de 6mm de longitud. - Si la avería de la rueda es grande este sistema no funciona. - Se debe realizar obligatoriamente un cambio de rueda, ya que no es un sellante permanente. - No proporciona seguridad. - Hay que renovarlo cada cierto tiempo debido a la caducidad del sellante. - Formula de sellante agresivo, deja el neumático inservible. - Solo permite circular a una velocidad determinada por el fabricante. - Se debe comprobar cada cierto tiempo la presión del neumático una vez ha sido reparado el neumático.

Compresor:

VENTAJAS	INCONVENIENTES
<ul style="list-style-type: none"> - Son fáciles de adquirir ya que su coste es mínimo a comparación de otros sistemas de sustitución. - Ocupan poco espacio en el coche y su peso es mínimo. - Evitan esfuerzos de trabajo. - No se necesita desmontar la rueda averiada del vehículo. 	<ul style="list-style-type: none"> - Tiempo elevado de trabajo por la lentitud del inflado del compresor.

Si el kit reparapinchazo (Sellante, compresor) no alcanza la presión óptima de los neumáticos pasado los 10 minutos, este sistema deja de ser eficaz y se debería de utilizar otro método o llamar a la asistencia en carretera, si la presión del neumático se mantiene pasado este tiempo se podrá proseguir con el viaje.

3.3.2. CONCLUSIÓN

Como se puede ver actualmente existen variedad de tecnologías para la sustitución o reparación de los neumáticos que ayudan a facilitar las operaciones que generalmente suelen ocasionar multitud de problemas.

Sin embargo, a pesar de la implementación de estas tecnologías cada vez más desarrolladas aún siguen existiendo faltas en la unión de estas herramientas o procesos que ayuden a un usuario convencional (no especialista) a que puedan hacer un cambio de rueda rápido, seguro y fiable, que no obligue a este a ejercer un gran trabajo ni a perder una gran cantidad de tiempo ni mucho menos recurrir a un taller.

4. MÉTODO SMED

4.1. FUNDAMENTO HISTÓRICO

El sistema SMED (Single Minute Exchange of Die – Cambio de herramientas en tiempo de un solo dígito), está definido como el estudio de la técnica para realizar operaciones de cambio de herramientas, materiales, utillajes y ajustes mecánicos de una máquina en un tiempo de 10 minutos.

El sistema SMED nace como una necesidad fundamental de alcanzar una producción Justo a Tiempo (JIT). Se utiliza por primera vez en Toyota, pionera de JIT con el objetivo de poder fabricar lotes cada vez más pequeños y poder satisfacer las demandas más exigentes del mercado.

El ingeniero japonés Shigeo Shingo, en sus estudios llegó a la conclusión de que estaba errado al pensar que las políticas de la empresa con respecto al cambio de utillajes estén dirigidas a mejorar la habilidad del operario, y no llevar a cabo estrategias que permitan mejorar el método en sí. Con la implementación de SMED, Toyota logró reducir los cambios de matrices en algunos de sus procesos de tiempos como 1 hora o 40 minutos a 3 minutos.

Su necesidad surge cuando el mercado demanda una mayor variedad de producto y los lotes de fabricación deben ser menores; en este caso para mantener un nivel adecuado de competitividad, o se disminuye el tiempo de cambio o se siguen haciendo lotes grandes y se aumenta el tamaño de los almacenes de producto terminado, con el consiguiente incremento de costes. Esta técnica está ampliamente validada y su implantación es rápida y altamente efectiva en la mayor parte de las máquinas e instalaciones industriales.

El cambio de utillajes en una máquina es entendido como el conjunto de operaciones que se desarrollan desde que se detiene la máquina para proceder a realizar el cambio de lote hasta que la máquina empieza a fabricar la primera unidad del siguiente lote de producto, en las especificaciones de tiempo y calidad. El intervalo de tiempo correspondiente es el tiempo de cambio.

4.1.1.OBJETIVOS Y METODOLOGÍA DE TRABAJO

SMED tiene como objetivo estandarizar y simplificar operaciones que no agreguen valor para reducir el tiempo que se pierde en las máquinas al cambiar herramientas, materiales y realizar ajustes mecánicos para pasar de producir un lote a otro diferente. Entre sus beneficios más importantes que aporta esta herramienta están:

- Reducir el tiempo de preparación convirtiéndolo en tiempo productivo.
- Flexibilidad para la programación de las tareas.
- Aumentar la seguridad en el lugar del trabajo.
- Competitividad en el mercado industrial.

Según Shingo (1985) dividió las operaciones de preparación de cambio de máquina en dos partes:

- **Preparación interna:** Corresponde a operaciones que se realizan a máquina parada, fuera de las horas de producción.
- **Preparación externa:** Corresponde a operaciones que pueden realizarse con la máquina en marcha, o sea durante el periodo de producción (tiempo de inactividad cero).

A continuación, se presenta en la **Figura 19** de manera gráfica la reducción de tiempos de preparación con la implementación de los pasos de aplicación de SMED.

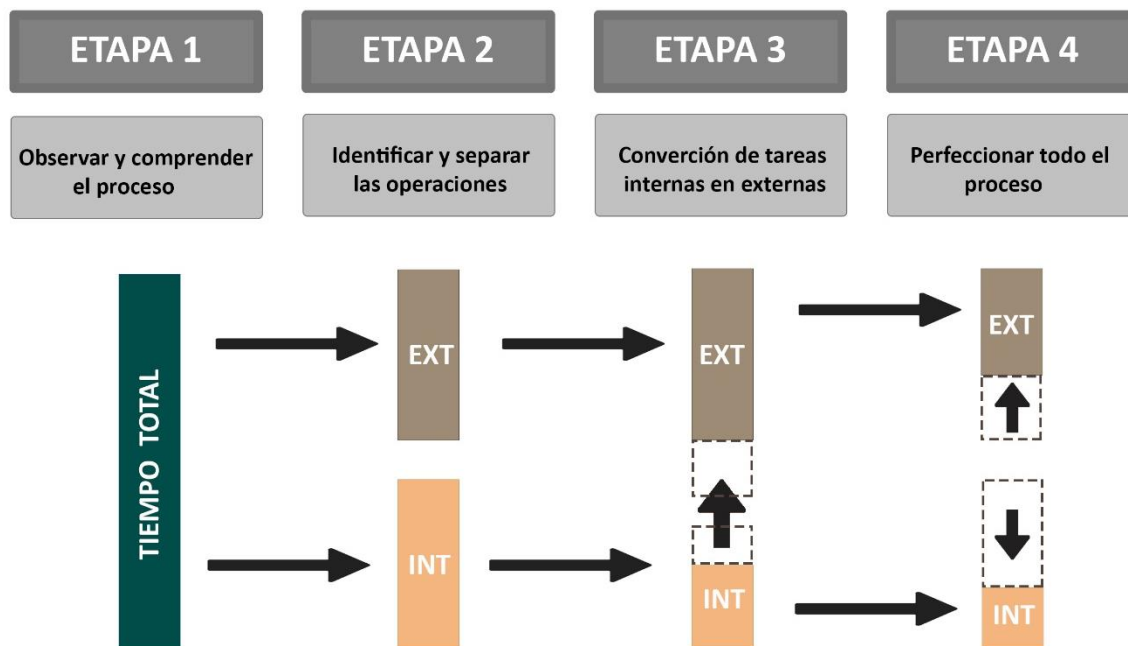


Tabla 4. Reducción de tiempos SMED. *Elaboración propia*

- **Etapa 1:** Observar y medir.
- **Etapa 2:** Separar actividades internas y externas.
- **Etapa 3:** Convertir actividades internas a externas.
- **Etapa 4:** Análisis de reducción de tiempos de las actividades internas y externas.

4.1.2.IMPORTANCIA DE IMPLANTACIÓN SMED EN LOS CAMBIOS DE RUEDAS

Aplicar SMED a los cambios de ruedas puede suponer un gran avance no solo para los procedimientos habituales de sustitución que dificultan en cierto grado el desarrollo óptimo del proceso, sino también ayudar a la simplificación de las actividades realizadas durante el recambio, involucrando al factor humano para trabajar de manera más eficiente y con el menor riesgo y esfuerzo posible.

Esta técnica está muy extendida en los deportes de competición de la automoción moderna, ya sean en la “Fórmula uno”, “Nascar” especialistas en recortar tiempos para poder dar más ventajas a sus pilotos o también en la “WRC” (Campeonato mundial de rally) o cualquier competición de motor que conlleve algún cambio, el cual se deba realizar lo antes posible para garantizar el menor tiempo en la competición.

Por ello en estas competiciones, donde exprimir cada segunda cuenta, la implementación del sistema SMED es muy importante, ya que es la manera de poder

ver el conjunto de operaciones a realizar y extraer el máximo partido a todos sus componentes, tanto humano como logístico, supone la diferencia entre ganar o perder una carrera y ser así referente a tener en cuenta a la hora de reducir tiempos.

El problema de implementar estos sistemas SMED de cambio de rueda en grandes competiciones, es que esta tecnología no se desarrolla con la misma entrega en los cambios de rueda que pueda realizar un conductor convencional, ya que están diseñados para grupos que desempeñan una función común, mientras que un solo individuo no puede ejercer tantas tareas al mismo tiempo. Por ello desarrollar una propuesta que mejore el cambio de rueda convencional de un solo conductor, es un reto que con este sistema y uniendo todas las tecnologías y pasos, se puede llegar a asumir con éxito.

4.2. POKA-YOKE

POKA-YOKE es una técnica de calidad también desarrollada por el ingeniero japonés Shigeo Shingo en los años 60's, que en japonés literalmente significa "a prueba de errores", cuya idea principal es la de crear un proceso donde los errores sean imposibles de realizar.

Algunas utilidades del POKA-YOKE son:

- Asegurar la eficiencia en cada puesto de trabajo.
- Eliminar o reducir la posibilidad de cometer errores.
- Evitar accidentes causados por la distracción humana.

4.2.1.OBJETIVO Y METODOLOGÍA DE TRABAJO

La finalidad de esta técnica es eliminar los errores humanos en los procesos, antes de que estos se conviertan en defectos, ya sea previniéndolos o corrigiéndolos lo antes posible; esta técnica también hace posible que los operarios se concentren en las actividades que se encuentran realizando. Un dispositivo Poka-Yoke es cualquier mecanismo que ayude a prevenir los errores antes de que estos sucedan, o hacerlos muy obvios.

Para lograr cero defectos es fundamental distinguir entre errores y defectos, ya que no se pueden considerar lo mismo.

- **DEFECTOS:** son resultados.
- **ERRORES:** son las causas de los resultados.

Un error es un acto mediante el cual, debido a la falta de conocimiento, deficiencia o accidente, se desvía o fracasa en alcanzar lo que se debería hacer.

Para la implementación de un sistema a prueba de errores se debe:

- 1) Identificar el problema de la operación o proceso que requiere un Poka-Yoke (áreas donde hay un número grande de errores o donde un solo error representa un costo alto).
- 2) Concretar la causa raíz del problema.
- 3) Diseñar un Poka-Yoke adecuado para el tipo de problema requerido.

- 4) Probar su funcionamiento (se evita un gasto alto antes de haber completado este paso).
- 5) Después de que esté operando por un tiempo (el periodo de tiempo depende de la frecuencia de la actividad) revisar el desempeño para asegurarse de que los errores han sido eliminados.

Tomar cualquier paso necesario para mejorar lo que se ha realizado.

4.3. CONCLUSIÓN DE APLICAR AMBOS MÉTODOS

Con la finalidad de reducir el tiempo de los procesos que componen el cambio de rueda, se aplica el método SMED el cual, a través de un estudio exhaustivo, otorga una visión detallada de todos los procesos, en los cuales se puede observar cómo convertir pasos complejos en más simples o donde se puede añadir o quitar un útil para agilizar tales procesos. A su vez para hacer más eficaz este método se le añade la técnica POKA-YOKE, para garantizar que cada paso se deba realizar de una única manera posible, asegurando así que el proceso se haga de manera rápida, eficaz y segura.

Las combinaciones de ambos métodos hacen que los resultados obtenidos, sean incluso superiores a los previstos, dando así lugar a una unión entre técnicas que deberían siempre ir juntas para hacer mucho más preciso el proceso de desarrollo que se pueda realizar en cualquier máquina o proceso.

5. IMPLANTACIÓN DE METODOLOGÍA SMED

5.1. ETAPA PRELIMINAR

Lo aconsejable antes de emprender un trayecto con un vehículo, ya sea este trayecto corto o largo, el conductor deberá cerciorarse de que el vehículo disponga de todos los elementos necesarios para cumplir con el trayecto, desde la gasolina, estado de los neumáticos o que las herramientas necesarias para afrontar una avería estén en sus óptimas condiciones.

- Estudio de la operación de cambio de ruedas

Siguiendo el proceso de estudio del sistema SMED en esta etapa se realiza un análisis detallado del proceso actual del cambio de ruedas, ver en la **Figura 4.5**.

Para este ejercicio se han tomado muestras representativas filmadas y cronometradas del trascurso del proceso de sustitución para posteriormente ser estudiadas.

El objetivo de esta información es buscar procedimientos adecuados y mejoras el método de trabajo haciéndolo más práctico y rápido.

5.1.1.DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DEL CAMBIO DE RUEDA

Este proceso engloba diferentes pautas que se han de tener en cuenta siempre que se quiera realizar un cambio de rueda con seguridad y conforme a las pautas del fabricante o metodología a seguir para este proceso, y lo podemos dividir en tres etapas;

- Trabajos preliminares.
- Cambio de rueda.
- Trabajos posteriores.

Para realizar esta operación se cuenta principalmente con herramientas como; llave de tuercas y gato mecánico que son fundamentales para realizar el cambio, sin embargo, se tiene en cuenta que cada vehículo posee determinadas características que requieren la utilización de herramientas adicionales imprescindibles para la extracción de la rueda.

Cabe destacar que tanto las herramientas como el proceso que se describe a continuación han sido extraídas a partir de las prestaciones que brinda el fabricante tras la adquisición del vehículo, siendo el manual de instrucciones y las herramientas que se utilizan bajo este procedimiento. El manual en el que se ha basado la siguiente operación es del modelo SEAT IBIZA adjuntado en el ANEXO 3.

HERRAMIENTAS UTILIZADAS

Gato elevador: Maquina empleada para la elevación de cargas mediante una manivela, una pieza roscada y un husillo.



Figura 4.1. Gato elevador.

Llave de tuerca: Herramienta de mano en forma de “L” compuesta por una barra con un extremo hexagonal interno y en el otro un mango que sirve para apretar o aflojar tuercas.



Figura 4.2. Llave de tuerca.

Gancho: Utensilio para extraer los embellecedores integrales y embellecedores de la rueda.



Figura 4.3. Gancho.

Destornillador hexagonal interior: Útil con mango para extraer los tornillos de las ruedas una vez se han aflojado con la llave.



Figura 4.4. Destornillador hexagonal interior.

VISTA GENERAL DE LOS TRABAJOS A REALIZAR Y DEFINICIÓN DE LOS PASOS.

1) Trabajos preliminares

Antes de realizar el cambio de rueda hay que efectuar estos trabajos:

- Aparcar el vehículo en un lugar seguro, lo más alejado del tráfico, y preferentemente llano.
- Vaciar el vehículo de ocupantes y que estos se mantengan alejados de las zonas de peligro.
- Parar el motor y encender los intermitentes de emergencia.
- Poner la primera marcha para bloquear las ruedas y además el freno de mano.
- Colocar los triángulos de emergencia a una distancia mínima de 50 metros del coche.
- Sacar las herramientas del vehículo y la rueda de repuesto del maletero.

2) Cambiar la rueda

Una vez dispuestas todas las pautas anteriores y disponga de la seguridad pertinente y tenga todas las herramientas y la rueda de repuesto cerca de la rueda afectada, puede proceder a realizar las siguientes operaciones:

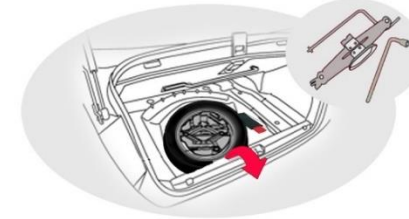
- Retirar el embellecedor de la rueda.
- Aflojar las tuercas.
- Levantar el vehículo con el gato por el lugar correspondiente.
- Extraer las tuercas.
- Desmontar la rueda.
- Montar la rueda de repuesto.
- Colocar las tuercas en sus orificios.
- Bajar el vehículo.
- Utilizar la llave de tuerca para apretar los tornillos.
- Volver a colocar el embellecedor.

3) Trabajos posteriores

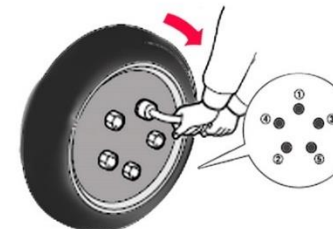
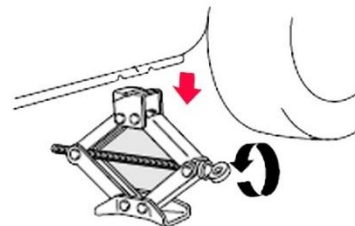
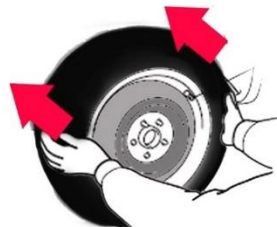
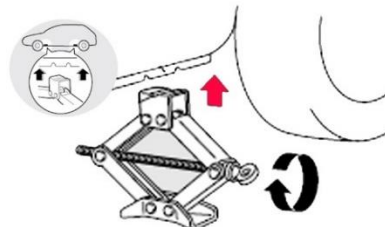
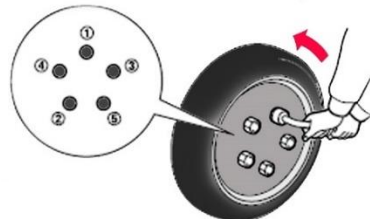
Después del cambio de rueda se deben realizar estas operaciones:

- Guardar las herramientas en el lugar previsto para ello.
- Guardar la rueda pinchada en el maletero, bien asegurada.
- Comprobar la presión de la rueda montada en cuanto sea posible.
- Comprobar cuanto antes el par de apriete de los tornillos con una llave dinamométrica. (Este debe ser de 120 Nm).

TRABAJOS PRELIMINARES



CAMBIO DE RUEDA



TRABAJOS POSTERIORES



Figura 4.5. Fases para la sustitución de una rueda. *Elaboración propia*

5.1.2. REGISTRO DEL TIEMPO DEL PROCESO

Se realiza un ensayo a 3 personas de diferentes edades y niveles de experiencia, con el fin de analizar el nivel de destreza en el momento de llevar a cabo el proceso de sustitución y registrar así el tiempo que invierten frente a diferentes situaciones en el caso de pinchar una rueda.

Para determinar tiempos máximos y mínimos de la operación se escogen dos vehículos cuyas condiciones de mantenimiento son relativamente opuestas, lo que facilitará la documentación de los fallos que puedan darse lugar en cada vehículo. Las herramientas que utilizan serán las suministradas por el fabricante del vehículo respectivo.

A continuación, se proporcionan los datos de cada uno de los sujetos y los de los vehículos utilizados para el ejercicio.

Datos:

- **Sujeto 1.** Hombre de 56 años de edad y con 22 años de experiencia como conductor, ha cambiado 5 veces como conductor las ruedas de un vehículo.
- **Sujeto 2.** Mujer de 26 años de edad y dos años de experiencia como conductor, nunca ha realizado un cambio de rueda.
- **Sujeto 3.** Hombre de 28 años de edad con 9 años de experiencia como conductor, ha cambiado 3 veces como conductor las ruedas de un vehículo.

Vehículos:

- **Vehículo 1.** Renault Laguna Dynamic 2008 (mantenimiento cada 2 años).
- **Vehículo 2.** SEAT León del 2006. (ultimo mantenimiento hace 3 años y medio).

En las siguientes imágenes se pueden observar el estado del buje donde se asienta la llanta y donde se atornillan los espárragos de cada vehículo.



Figura 4.6. Renault Laguna Dynamic 2008



Figura 4.7. SEAT León del 2006

El cálculo de los tiempos se basa en dos informes en los cuales se tomará en consideración el estado de cada vehículo escogidos para este propósito, de este modo los tiempos quedan determinados bajo; “Condiciones favorables” en el caso de que el proceso de sustitución se desarrolle favorablemente y se obtenga el un menor tiempo para la sustitución de la rueda y “Condiciones desfavorables” en el caso de que se presenten dificultades durante el proceso de sustitución y suponga un incremento superior del tiempo.

SECUENCIA DE TAREAS	CONDICIÓN FAVORABLE		
	SUJETO 1	SUJETO 2	SUJETO 3
TRABAJO PRELIMINAR			
Desocupar el vehículo, colocarse el chaleco reflectante y vaciar el maletero	2,50	2,32	2,20
Colocar los triángulos de emergencia a una distancia de 50 metros del coche	0,40	0,40	0,35
Sacar las herramientas del vehículo y la rueda de repuesto del maletero	0,35	0,50	0,22
CAMBIO DE RUEDA			
Retirar el embellecedor de la rueda	0,23	0,30	0,20
Aflojar las tuercas	1,20	1,43	1,10
Levantar el vehículo con el gato por el lugar correspondiente	1,35	2,32	1,15
Extraer las tuercas	1	0,35	1
Desmontar la rueda	0,06	0,06	0,06
Montar la rueda de repuesto	1	1,08	0,55
Colocar las tuercas en sus orificios	0,35	1	0,40
Bajar el vehículo	1,10	1,14	1
Utilizar la llave de tuerca para apretar los tornillos	0,50	1	0,45
Volver a colocar el embellecedor	0,15	0,2	0,15
TRABAJOS POSTERIORES			
Recoger todo y guardar todas las herramientas junto con la rueda averiada	2,35	2,45	2,30
TIEMPO TOTAL (minutos)	13	14,25	11,08

Tabla 5. Registro de tiempo de sustitución en condiciones favorables

En este primer informe se observa que, para el caso más favorable se tarda el tiempo de 11 minutos y 8 segundos en reemplazar la rueda llevado a cabo por el sujeto 3.

SECUENCIA DE TAREAS	CONDICIÓN DESFAVORABLE		
	SUJETO 1	SUJETO 2	SUJETO 3
TRABAJO PRELIMINAR			
Desocupar el vehículo, colocarse el chaleco reflectante y vaciar el maletero	2,50	2,32	2,20
Colocar los triángulos de emergencia a una distancia de 50 metros del coche	0,40	0,40	0,35
Sacar las herramientas del vehículo y la rueda de repuesto del maletero	0,35	0,50	0,22
CAMBIO DE RUEDA			
Retirar el embellecedor de la rueda	0,23	0,30	0,20
Aflojar las tuercas	1,28	1,43	1,25
Levantar el vehículo con el gato por el lugar correspondiente	1,35	2,32	1,15
Extraer las tuercas	1	1,06	1
Desmontar la rueda	1,38	2,10	1,28
Montar la rueda de repuesto	1	1,30	0,55
Colocar las tuercas en sus orificios	0,32	1	0,35
Bajar el vehículo	1,10	1,10	1
Utilizar la llave de tuerca para apretar los tornillos	1,05	1,20	0,47
Volver a colocar el embellecedor	0,17	0,32	0,20
TRABAJOS POSTERIORES			
Recoger todo y guardar todas las herramientas junto con la rueda averiada	2,35	2,45	2,30
TIEMPO TOTAL	14,46	17,50	12,37

Tabla 6. Registro de tiempo de sustitución en condiciones desfavorables

En este segundo informe se observa que, para el caso más desfavorable se tarda el tiempo de **17 minutos y 50 segundos** en reemplazar la rueda llevado a cabo por el sujeto 2. Este tiempo supone una diferencia de 6 minutos y 22 segundos con respecto al tiempo favorable

5.1.2.1. Conclusión

Se observa que el usuario con más experiencia mantiene una media de tiempo muy fina entre las etapas desfavorables y favorables, ya que tiene una metodología dada por su experiencia, más directa, solamente viéndose afectada por la edad y por las adversidades que se pueda encontrar. El segundo sujeto, por falta de experiencia y aunque sepa que pasos debe realizar en cada momento, por miedo o indecisión se ve afectado su tiempo, incrementándose este cuando las condiciones empeoran. Para finalizar observamos que el sujeto numero 3 al igual que el primer sujeto al tener una experiencia tangible en el cambio de ruedas de su vehículo, también mantiene un estrecho margen entre los tiempos favorables y desfavorables, pero este sujeto sale aventajado no solo por su experiencia, si no, también por su juventud y por saber cómo enfrentarse a la situación.

Obteniendo como conclusión que la mejor composición a la hora de realizar un ejercicio de estas características, los puntos a destacar son la experiencia previa y la fuerza muscular, por ello en estos casos el sujeto femenino sale perjudicado.

5.2. PRIMERA ETAPA

Separación de actividades internas y externas

En esta etapa se identifican y clasifican los problemas básicos que forman parte de la rutina de trabajo, haciendo una separación de operaciones interna y externa de todo el proceso del cambio de ruedas.

Basándose en la aplicación de esta metodología a los sistemas de producción en fábricas, se encuentra que en el momento que el coche está circulando supone el tiempo de producción de una máquina y el tiempo del cambio de ruedas supone el tiempo interno considerado como tiempo no productivo y necesario para poder continuar con la marcha. Por lo que estas operaciones quedan clasificadas del siguiente modo;

- **Operación externa:** Vehículo en circulación.
- **Operación interna:** Vehículo parado.

5.3. SEGUNDA ETAPA

Segunda etapa: Convertir tareas internas en externas

En la realización de un cambio de ruedas no se puede realizar operaciones que adelanten el proceso del cambio mientras el coche se encuentre en marcha, ya que esto supondría riesgos en la seguridad de los ocupantes del vehículo, por lo que se descarta la evaluación de una operación externa, centrándose solo en reducir el tiempo invertido en el procedimiento del cambio de ruedas (**operación interna**) para agilizar la puesta en marcha del vehículo y reducir así su tiempo de exposición en carretera.

Ahora bien, centrándose en la forma en la que se debe ejecutar el trabajo para eliminar pequeñas pérdidas de tiempo, es necesario considerar las siguientes preguntas:

- ¿Cómo de bueno es el método actual de trabajo a la hora de llevar a cabo la operación?
- ¿Este sistema protege al usuario de situaciones no deseadas?
- ¿El material de trabajo permite al usuario realizar una rápida intervención de la operación?
- ¿El lugar en el que se desenvuelve el trabajo es favorable?
- ¿El usuario desempeña con eficiencia la función que se pretende? ¿Puede realizarla por intuición?

Al aplicar estos interrogantes lo que se pretende buscar son aquellos fallos que tienen lugar en el desarrollo del proceso, con el fin de poder mejorarlos y poder brindar al usuario una mejora sistemática del método de trabajo.

Por lo que nos lleva al planteando de la dinámica de trabajo entre; el método actual con el que cuenta el usuario, el tipo de herramientas que dispone, el entorno en el que se desarrolla la operación, las habilidades y conocimientos con los que cuenta el usuario y los problemas adversos que pueden darse lugar externamente a la realización correcta de la operación, que en este caso estarían asociadas al estado del vehículo.

Implementando las mejoras descubiertas por este tipo de interrogaciones, se podría estimar una reducción del tiempo de la intervención del proceso de la sustitución en un 30-50%.

5.3.1. ANÁLISIS DE LA DINÁMICA DEL PROBLEMA

Para establecer y ordenar las causas y raíces de los problemas identificados y que influyen en el tiempo de demora del proceso de la sustitución, se utiliza el diagrama Causa-efecto, este diagrama se basa en los resultados del ejercicio de cambio de ruedas realizado en el apartado de registro de tiempos. Se agruparán las causas de los problemas en las siguientes variables; usuario, herramientas, entorno y estado del vehículo ya que se han considerado como factores principales para el discernimiento del problema y causante del elevado tiempo de la sustitución de una rueda.

- **USUARIO:** Es determinante para el buen manejo del proceso, si esta falla perjudica en gran medida el tiempo total empleado en realizar la operación. Por lo tanto, la capacidad y habilidad que aporte este tiene una influencia vital para el ágil desarrollo de la operación.
- **HERRAMIENTAS:** Las herramientas tienen el objetivo de facilitar la realización de la tarea que requiere de una aplicación correcta de energía, ergonomía y un manejo intuitivo de su uso. En esta se han tenido en cuenta las herramientas principales para el proceso de la sustitución como lo son; la llave de tuerca y gato mecánico. Además de otras herramientas que se han encontrado entre las que proporciona el fabricante para el cambio de rueda como; destornillador hexagonal y el gancho para extraer los embellecedores del vehículo.
- **ENTORNO:** El entorno afecta negativamente a todo el proceso de trabajo, ya que realizar la actividad bajo condiciones no favorables perjudican la calidad de trabajo del conductor y en cierta medida puede poner en riesgo su seguridad. Tener unas buenas condiciones en el trabajo facilita el buen desempeño de la operación y la motivación de la persona hacia la actividad que realiza.
- **ESTADO DEL VEHÍCULO:** Se vincula a problemas que han surgido externas a la operación pero que son de gran importancia, ya que si no se resuelven a través del método establecido el proceso de la sustitución falla. Estos problemas son; dificultades en la extracción de la rueda o de las tuercas.
- **MÉTODO:** Se hace referencia al conjunto de estrategias y herramientas que dispone la persona y que utiliza para llegar al objetivo previsto que es realizar la sustitución sin obstáculos presentes.

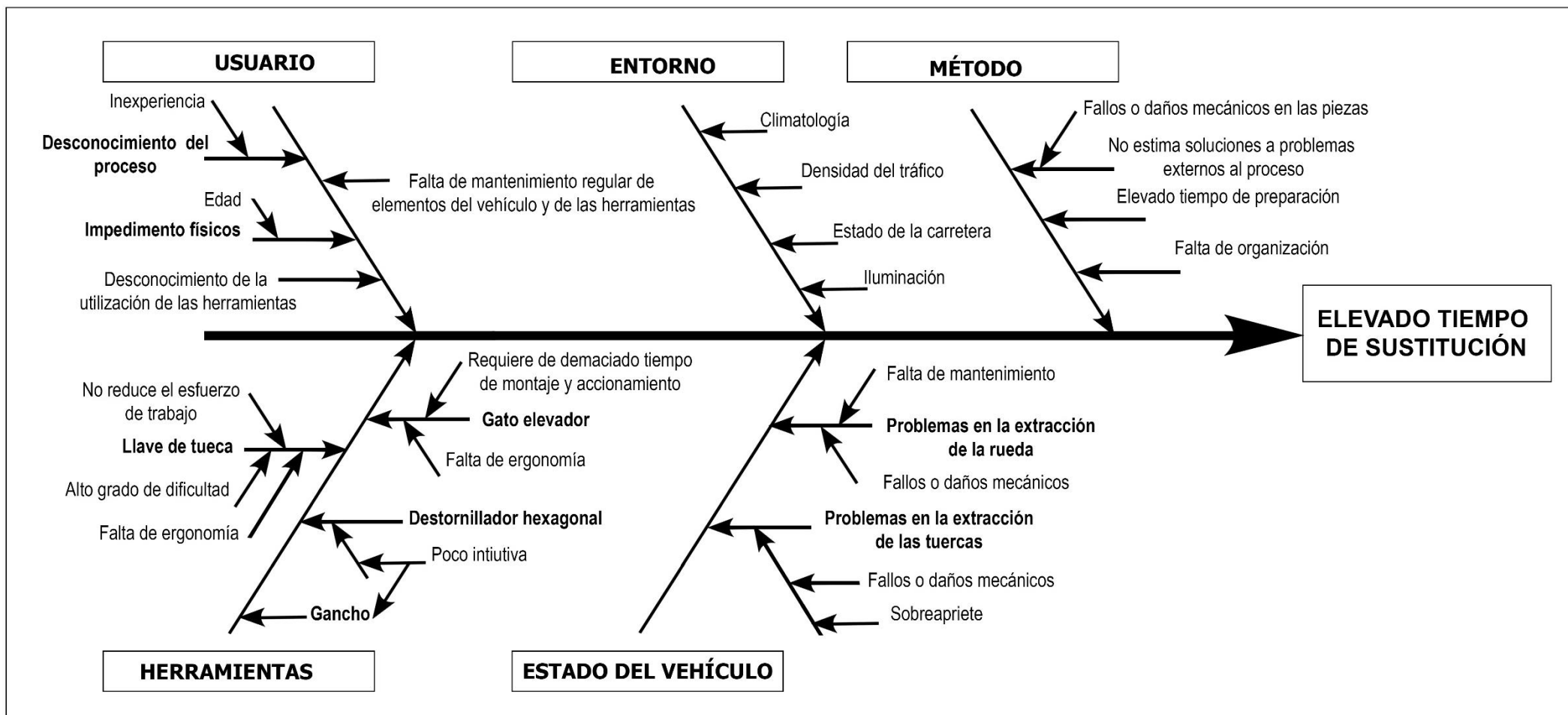


Tabla 7. Diagrama Causa -Efecto

5.3.2.DETERMINACIÓN DE LOS NIVELES DE PRIORIDAD

En este apartado se catalogan los 5 factores que influyen en el cambio de la rueda, desde el más importante hasta el que se considere menor, para ver comparativamente en qué punto se puede incidir más para aplicar mejoras y reducciones de tiempos. Estos niveles se puntuarán en la siguiente escala de puntuación;

1 (Menos importante), 2 (Poco importante) y 3 (Más importante).

PROBLEMAS EN EL INCREMENTO DE TIEMPO	Niveles de prioridad		
	1	2	3
Usuario			
Falta de agilidad en la operación.	x		
Desconocimiento del proceso y del uso de las herramientas.			x
Falta de organización previa.		x	
		x	
Herramientas			
No reducen el esfuerzo.			x
Falta de ergonomía.			x
Requiere de mucho tiempo.		x	
Poco intuitivas.			x
Riesgos en la seguridad			x
Entorno			
Falta de luminosidad.		x	
Estado de la carretera.	x		
Climatología.	x		
Estado del vehículo			
Problemas en la extracción de las tuercas.			x
Problemas en la extracción de la rueda.			x
Método			
El proceso no es del todo intuitivo.			x
No estima soluciones a problemas externos al proceso como lo son; fallos o daños en las piezas.			x

Tabla 8. Determinación de los puntos a mejorar.

Tras haber analizado todos los aspectos importantes del proceso y haber visto su distribución en prioridades se ha considerado que, para poder reducir el tiempo del proceso, es necesario centrarse en los factores que requieren de un mayor esfuerzo en la actividad. Estos factores se han podido apoyar en el ejercicio realizado anteriormente para el registro de tiempos, concluyendo que para una buena implementación del método SMED en el cambio de rueda de un vehículo, se debe realizar es una modificación en las herramientas utilizadas, lo que a su vez permitirán no solo agilizar el proceso de la sustitución, sino también mejorar la eficiencia del procedimiento de cambio, de manera que sea intuitivo de utilizar y que no se tengan que generar procesos

repetitivos sin seguridad de lo que se está realizando, mejorando de este modo el método de trabajo.

Por lo que los diseños propuestos irán enfocados en mejorar las condiciones de las herramientas de trabajo, tanto para su fácil uso o desempeño a la hora de realizar la acción como ergonómico e intuitivo para el usuario que lo desempeña. Uniendo a su vez el método POKA-YOKE para que estas acciones no contengan errores ni acciones repetitivas que causen un mayor desgaste de esfuerzo ni tiempo.

5.4. TERCERA ETAPA

Perfeccionar tareas internas

En esta etapa se busca perfeccionar todas y cada una de las operaciones elementales. Aunque se recomienda ser sistemático, esta etapa suele hacerse junto con la etapa anterior (Segunda etapa).

Siguiendo el proceso de reducción de tiempo del SMED, el objetivo en este caso sería centrarse en optimizar el método de trabajo, eliminando y mejorando procesos que supongan más tiempo y esfuerzo del previsto.

Esto se conseguirá a través de un estudio de alternativas que mejoren y se adapten al proceso actual de trabajo, teniendo en cuenta los puntos destacados como prioritarios de la **Tabla 4**, ya que de ellos depende la buena ejecución del proceso y la reducción del tiempo total que son;

- Reducir la fuerza que se genera al extraer las tuercas de la rueda.
- Agilizar el tiempo de elevación del vehículo, proponiendo mejoras en la funcionalidad, seguridad y ergonomía.
- Idear mejoras para facilitar la extracción de la rueda.

5.4.1. PROPUESTAS DE MEJORA

A continuación se muestra un conjunto de lluvia de ideas de todos los puntos del proceso del cambio de rueda de los que se pretende realizar una mejora.

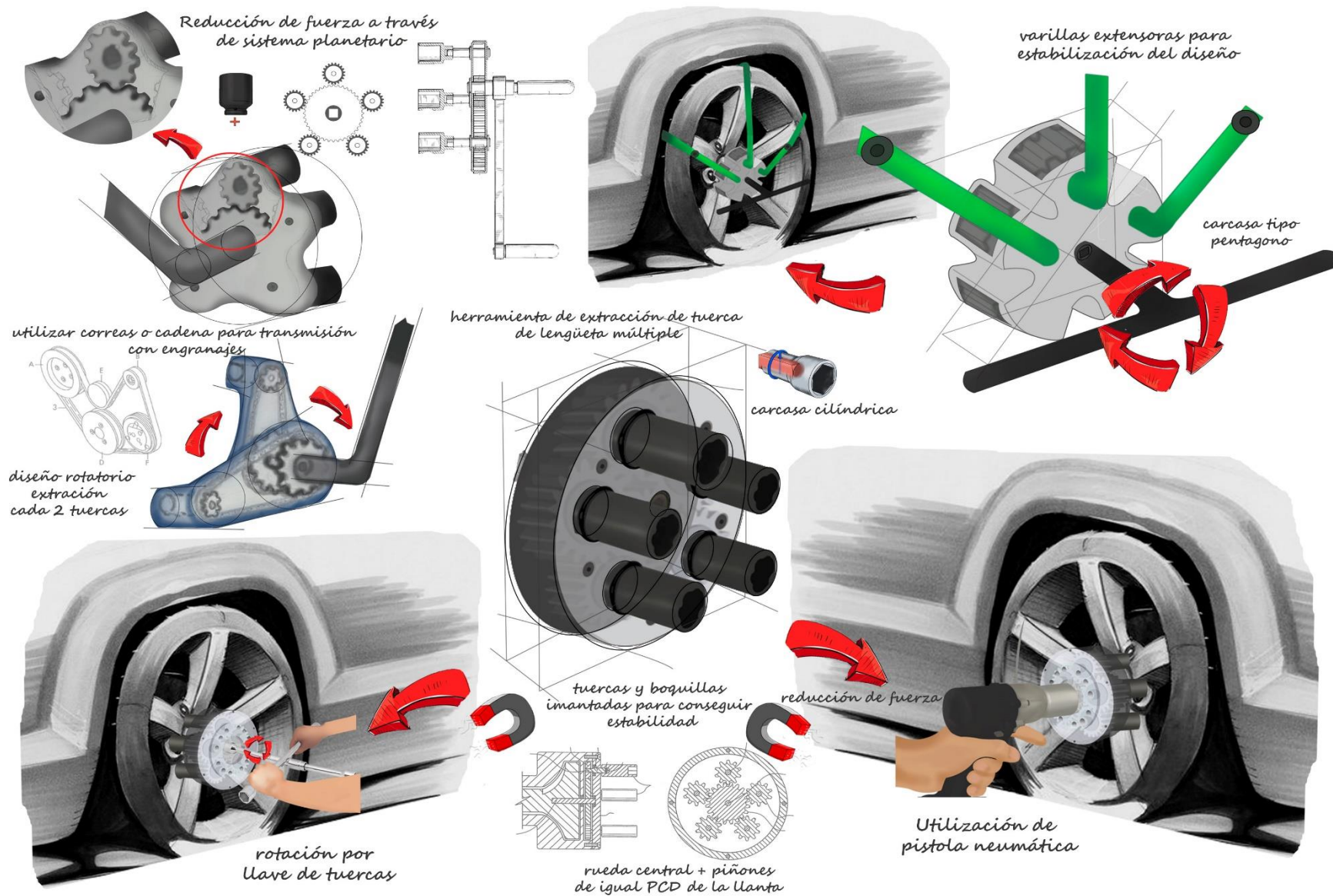


Figura 4.8. Diseños de extractor de tuercas.

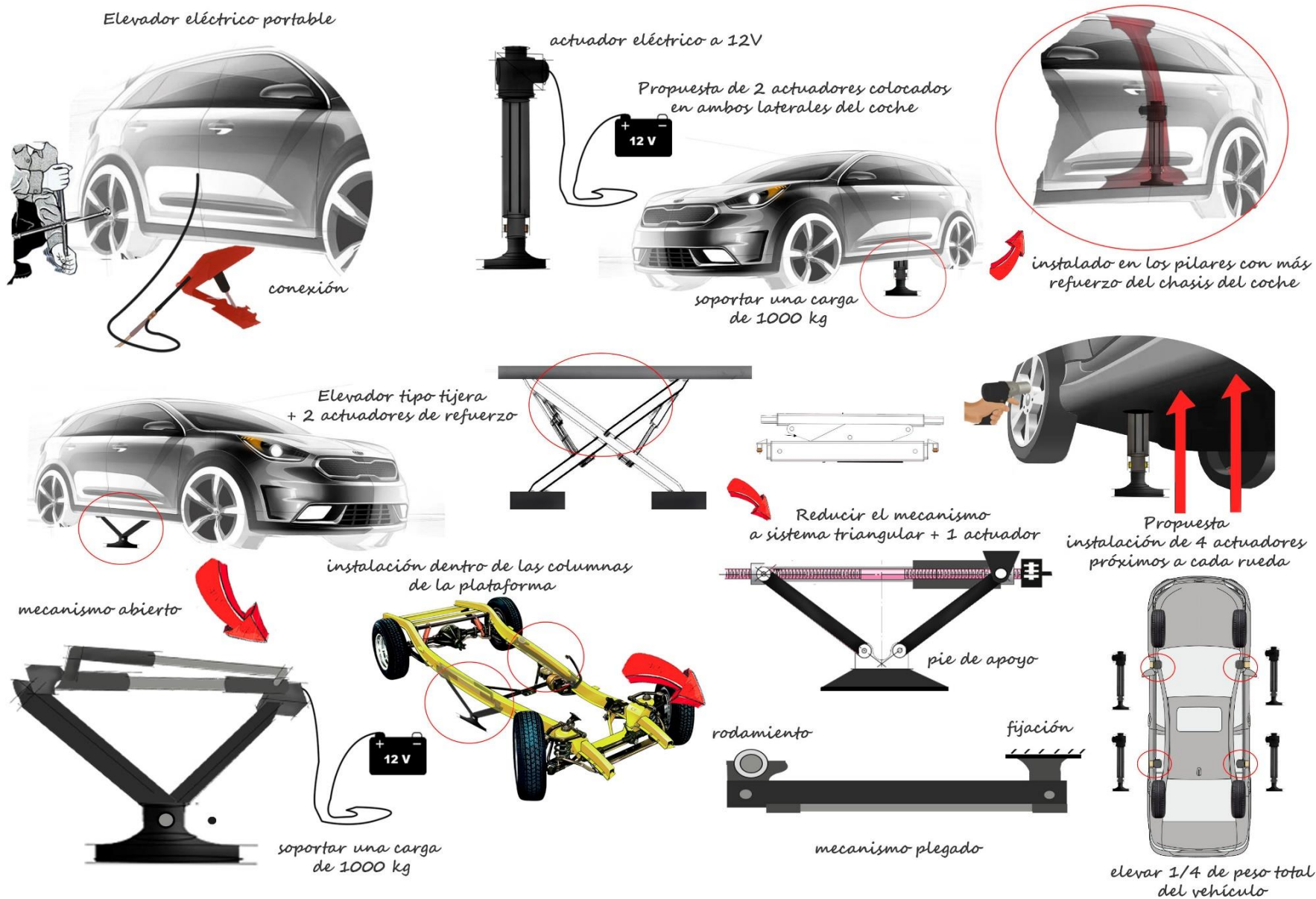


Figura 4.9. Diseños de elevador de coches.

DISEÑO SEPARADOR DE LLANTA (Disco roscado)

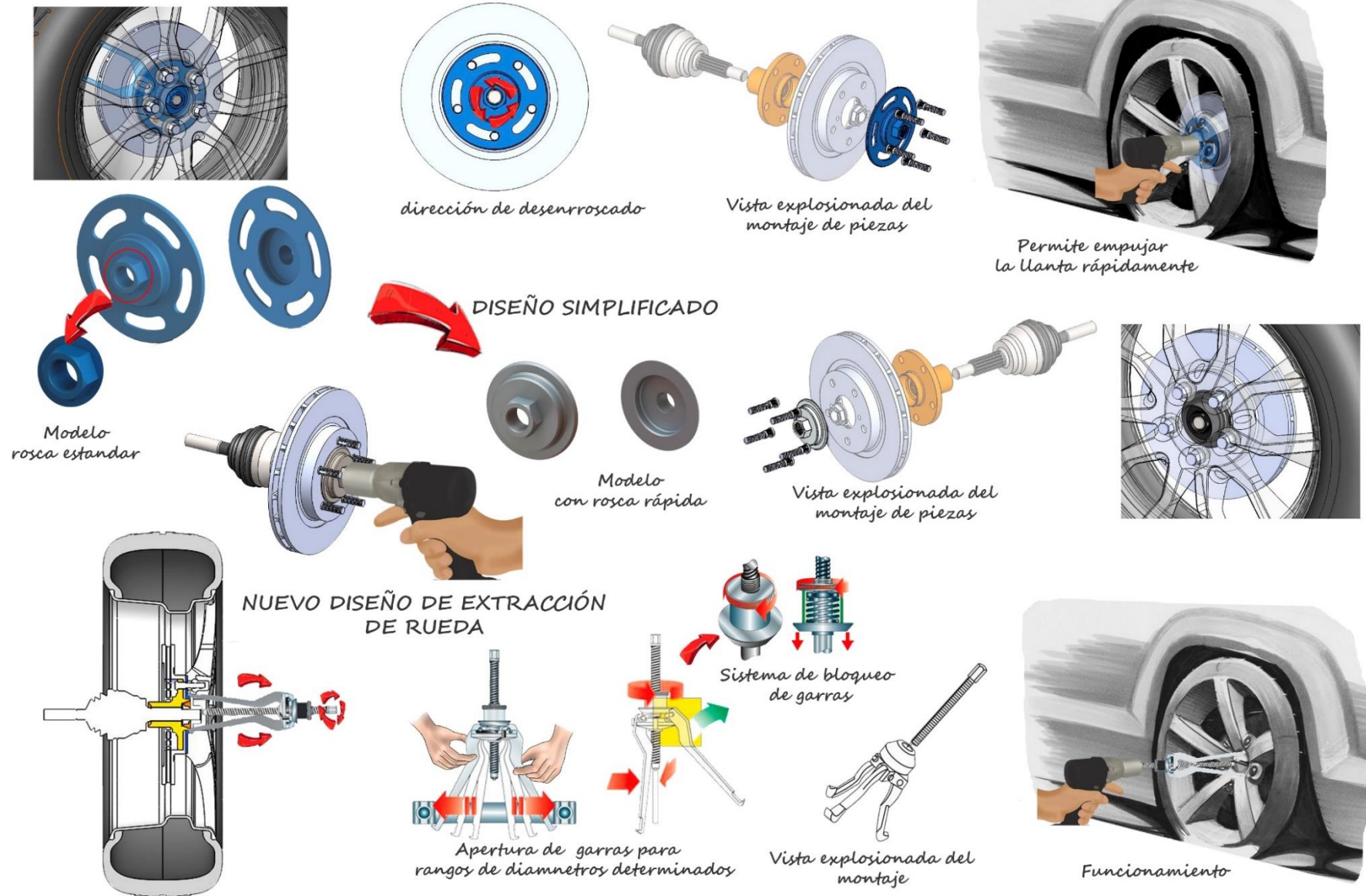


Figura 4.10. Diseños para extractor de llantas atascadas.

5.4.2. PROPUESTAS VIABLES

Después de indagar en la lluvia de ideas se extraen diversas propuestas que se consideran viables para ser integradas en una metodología de trabajo como es el cambio de rueda. Estas propuestas se agrupan siguiendo los tres factores críticos que se consideraron en el perfeccionamiento de las tareas internas del SMED al momento de realizar la sustitución de la rueda.

Por ello se divide en los siguientes apartados; propuestas para la extracción de tuercas, elevación del vehículo y extracción de la rueda.

PISTOLA ELÉCTRICA DE MULTITUERCAS:

Para evitar el desperdicio de tiempo y una gran cantidad de energía que se requiere al remover y extraer cada una de las tuercas de la rueda, se propone diseñar una herramienta enfocada a solventar esta necesidad y reducir así el tiempo de consumo invertido en esta operación.

Esta herramienta se compone de un sistema de engranajes planetario o sistema epicicloidal, el cual está constituido por un tren de engranajes formado por un número de engranajes externos (piñones) y un engranaje central (rueda) que son los que permitirá amplificar el par de fuerza de acuerdo al factor de relación de la transmisión de entrada.

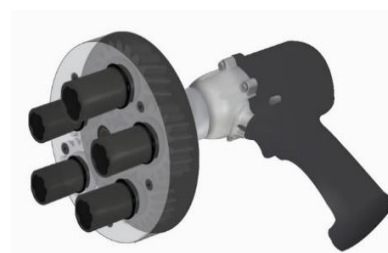


Figura 4.11. Diseño pistola eléctrica multituercas.

Los engranajes externos o piñones estarán distribuidos dependiendo del PCD "*Pitch Circle Diameter*" o "Diámetro del círculo entre tornillos" del modelo del coche y del número de tuercas del que este disponga como se observa en la **Figura 30**, por lo que el modelo no será universal ya que nos encontramos con este factor negativo. Por otro lado, para alimentar al sistema de la potencia requerida para su buen funcionamiento se ha pensado recurrir a una pistola neumática de 12V conectada al engranaje central del sistema permitiendo así solventar la necesidad de recurrir a un motor externo y dificultar la intuitividad del diseño como su almacenaje.

ELEVADOR AUTOMÁTICO DE COCHES:

Para sustituir el accionamiento manual de los gatos y reducir el tiempo de elevación, se pretende implementar un sistema de elevación rápida integrado en el propio vehículo a través del accionamiento de un actuador eléctrico que se activara con la ayuda de un mando a distancia.

Con estas modificaciones se pretende conseguir una elevación más rápida y segura del automóvil, a la vez que se reduce el esfuerzo del usuario, ya que este mecanismo será totalmente automático tras tocar un simple botón.

Actuador eléctrico

Este sistema está constituido únicamente por un actuador eléctrico de doble efecto de 12V capaz de elevar la mitad del peso del vehículo permitiendo dejar en suspensión las ruedas laterales según el lado del que sea necesario.



Figura 4.12. Diseño de elevador de coches mediante un actuador eléctrico.

El actuador irá colocado de forma vertical a lo largo de las columnas laterales del vehículo, ubicadas detrás de la posición del conductor tal como se aprecia en la *figura 31*. Estas columnas técnicamente se denominan pilares B que es el nombre genérico aplicado a los elementos que unen el techo con el resto de la carrocería de un vehículo. Su función principal es la de dar seguridad en caso de vuelco o colisión impidiendo el aplastamiento total del habitáculo gracias a que son una de las partes más reforzadas del coche.

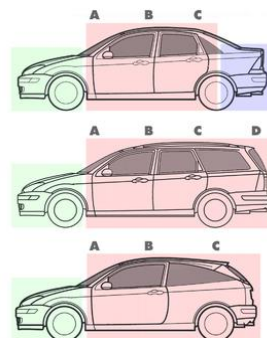


Figura 4.13. Nomenclatura de los pilares en el automóvil

Sistema elevador articulado

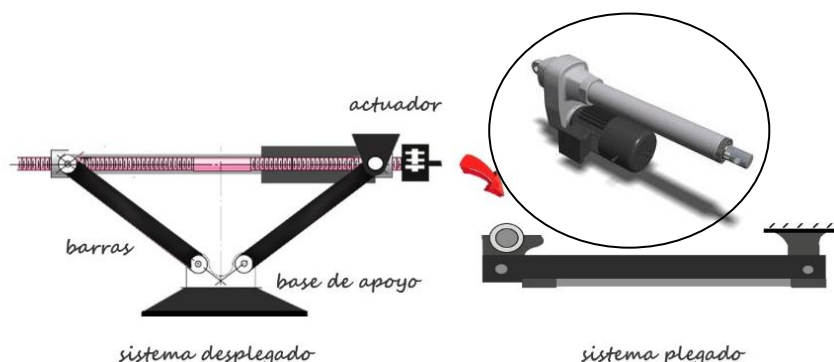


Figura 4.14. Diseño de elevador articulado

Este sistema se compone de una estructura fija, dividida en dos funciones; la primera cumple de guía para que en todo momento los movimientos seas correctos, y la segunda encargada en ejercer el movimiento de ascenso o descenso por medio de un actuador eléctrico capaz de ejercer un máximo 1000kg de fuerza suficiente para elevar la mitad de peso de un vehículo.

El elevador estará situado en el interior del larguero lateral de la plataforma del coche, paralelo a la plataforma como se aprecia en la *Figura 33*, así se conseguirá ubicarlo en una base sólida y estable por donde apoyar una parte del peso del vehículo en el momento de su elevación.

Con esta modificación se pretende conseguir una elevación más rápida y segura del vehículo.

EXTRACTOR DE LLANTA

En los casos donde extraer la rueda suponga un problema por efectos de la oxidación o suciedad encastrada en las uniones de las piezas, se idea un sistema que permita facilitar la extracción de la rueda.

De manera que logre dar una solución inmediata al usuario y evitar así que recurrir al servicio de asistencia en carretera una vez que ya ha levantado el vehículo y extraído las tuercas.

Disco removedor de llanta

El removedor de llanta es una pieza en forma de disco metálico con un cabezal hexagonal en su centro. Está ubicada entre la llanta y el cubo de la rueda, esta estará asentada al asiento del buje y roscada al eje homocinético o eje de transmisión de la rueda tal como se aprecia en la *figura 34*.

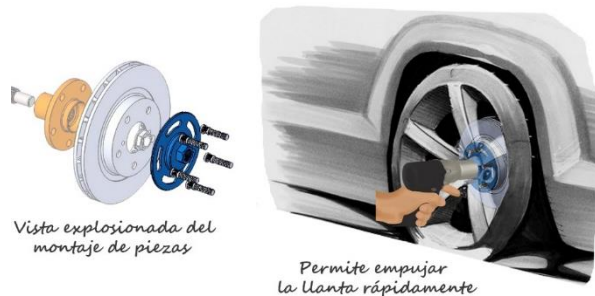


Figura 4.15. Disco removedor de llanta

Para integrar pieza al sistema de sujeción de la rueda, se hace un rebaje en el reverso de la cara de lisa de la llanta de manera que se consiga encajar la pieza sin tener que modificar el "ET" centro de rueda con respecto a la sujeción del cubo de la rueda y que la pieza quede asegurada.

Para desenroscar el disco se necesitará una palanca telescópica para poder hacer el suficiente torque para poder remover la tuerca.

Sistema extractor de llanta

Este sistema ha sido tomado a partir de herramienta estandarizada que se utilizada para la extracción de engranajes, poleas, y rodamientos. Para llevar a cabo este sistema se mecanizará el asentamiento del buje sobre la llanta, sin que afecte en ningún caso la normativa que regula interior del eje de la llanta para que pueda entrar y acoplarse una herramienta en forma de círculo con tres aspas unida a un eje sinfín. Este mecanismo funcionará como el de un extractor de cojinetes o de sacacorchos que mediante el empuje producido por las vueltas del eje sinfín sobre el tornillo del buje hará que el soporte con aspas suba por este empujando la llanta hacia afuera.



Figura 4.16. Sistema extractor de llanta

Esta herramienta será manual, y constara de un círculo con tres aspas, un eje sinfín unido a un pasante el cual facilitará dar las vueltas necesarias para que la llanta quede libre.

5.4.3.COMPOSICIÓN DE LAS PROPUESTAS POR METODOLOGÍA DE TRABAJO

Una vez detalladas las propuestas e identificando el objetivo de cada una de ellas para su implementación se agrupan por propuestas formales, respetando el método original de trabajo.

Consiguiendo así una visión más explícita de los tiempos de trabajo y un orden que ayude a descartar aquellos métodos de trabajo que no sean favorables con respecto a tiempo ergonomía y funcionalidad. Estos métodos estarán agrupados de la siguiente manera:

Propuesta 1: Gato mecánico + Multiplicador de fuerza + Extracción manual de rueda.

Propuesta 2: Elevador eléctrico + Pistola neumática + Extracción manual de rueda.

Propuesta 3: Elevador eléctrico + Pistola neumática + Extracción por separador de llanta.

En la propuesta 3 se ha tenido en cuenta como caso adverso cualquier elemento que pueda perjudicar la extracción inmediata de la rueda, ya sea esta por óxido o suciedad incrustada, por ello se añade un mecanismo adicional para poder facilitar este proceso.

5.4.3.1. Cálculo de tiempo de propuestas por metodología de trabajo

En este apartado se hará una hipótesis del tiempo total que conllevará hacer uso de las herramientas y cambios propuestos para la sustitución de una rueda averiada.

Este cálculo ayudará a identificar el proceso que más favorezca a una reducción del tiempo total empleado para el cambio de rueda y a una mejora de método de trabajo del usuario, reduciendo esfuerzos y fatigas y lo más importante reducir el tiempo de riesgo que el usuario pasa por estar en una calzada.

Tiempo caso favorable

SECUENCIA DE TAREAS	TIEMPO FAVORABLE	PROPUESTA 1	PROPUESTA 2		PROPUESTA 3	
		MULTIREDUCTOR F.	LLAVE DE CRUZ	PISTOLA NEUMÁTICA	LLAVE DE CRUZ	PISTOLA NEUMÁTICA
TRABAJO PRELIMINAR						
Desocupar el vehículo, colocarse el chaleco reflectante y vaciar el maletero	2,20	2,20	2,20	2,20	2,20	2,20
Colocar los triángulos de emergencia a una distancia de 50 metros del coche	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35
Sacar las herramientas del vehículo y la rueda de repuesto del maletero	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22
CAMBIO DE RUEDA						
Retirar el embellecedor de la rueda	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20
Aflojar las tuercas	1,10	0	1,10	0	1,10	0
Levantar el vehículo con el gato por el lugar correspondiente	1,15	1,15	0,35	0,35	0,35	0,35
Extraer las tuercas	0,55	0,20	0,55	0,32	0,55	0,32
Desmontar la rueda	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
Montar la rueda de repuesto	0,55	1	1	1	1	1
Colocar las tuercas en sus orificios	0,40	0,55	0,40	0,40	0,40	0,40
Bajar el vehículo	1	1	0,35	0,35	0,35	0,35
Utilizar la llave de tuerca para apretar los tornillos	0,45	0	0,45	0	0,45	0
Volver a colocar el embellecedor	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
TRABAJO POSTERIORES						
Recoger todo y guardar todas las herramientas junto con la rueda averiada	2,30	2,30	2,30	2,30	2,30	2,30
TIEMPO TOTAL (minutos)	11,08	9,33	9,23	7,45	9,23	7,45
REDUCCIÓN DE TIEMPO OBTENIDO	11,08	-2,15	-1,30	-4,03	-1,30	-4,03

Tabla 9. Registro de tiempo de sustitución en condiciones favorables en cada propuesta

RESULTADOS

Haciendo la comparativa de tiempos de las propuestas establecidas para un caso presentado como favorable, determinado a partir del ejercicio de un cambio de rueda realizado por un usuario normal que se ha llevado a cabo en el ejercicio experimental de cambio de rueda, los resultados obtenidos de las propuestas han sido los siguientes;

- **Propuesta 1:** Gato mecánico + Multiplicador de fuerza + Extracción manual de rueda.

El tiempo estimado en llevar a cabo toda la operación aplicando esta propuesta es de 9 minutos y 33 segundos, suponiendo una diferencia de 2 minutos y 15 segundos con respecto al tiempo inicial.

- **Propuesta 2:** Elevador eléctrico + Pistola neumática + Extracción manual de rueda.

El tiempo estimado en llevar a cabo toda la operación aplicando esta propuesta es de 9 minutos y 23 segundos en el caso de la utilización de una llave de tuercas, esto supone una diferencia de 1 minuto y 30 segundos con respecto al tiempo inicial.

En el caso de hacer uso de una pistola neumática el tiempo que se estima es de **7 minutos y 45 segundos**, suponiendo una diferencia de 4 minutos y 3 segundos con respecto al tiempo inicial. Estableciéndose como el mejor tiempo de trabajo en un caso favorable de la operación.

- **Propuesta 3:** Elevador eléctrico + Pistola neumática + Extracción por separador de llanta.

En este caso los de tiempos obtenidos son idénticos a la propuesta 2 ya que para condiciones favorables no se cuenta con el uso del extractor de la llanta. Sin embargo, se ha querido mantener el cálculo de esta propuesta junto con las demás para poder tener una visión rápida de resultados obtenidos para ambos casos.

Tiempo caso desfavorable

SECUENCIA DE TAREAS	TIEMPO DESFAVORABLE	PROPUESTA 1	PROPUESTA 2		PROPUESTA 3	
		MULTIREDUCTOR F.	LLAVE DE CRUZ	PISTOLA NEUMÁTICA	LLAVE DE CRUZ	PISTOLA NEUMÁTICA
TRABAJO PRELIMINAR						
Desocupar el vehículo, colocarse el chaleco reflectante y vaciar el maletero	2,32	2,32	2,32	2,32	2,32	2,32
Colocar los triángulos de emergencia a una distancia de 50 metros del coche	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40
Sacar las herramientas del vehículo y la rueda de repuesto del maletero	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
CAMBIO DE RUEDA						
Retirar el embellecedor de la rueda	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
Aflojar las tuercas	1,43	0	1,43	0	1,43	0
Levantar el vehículo con el gato por el lugar correspondiente	2,32	2,32	0,35	0,35	0,35	0
Extraer las tuercas	1,06	0,20	1,06	0,32	1,06	0,32
Desmontar la rueda	2,10	2,10	2,10	2,10	1	1
Montar la rueda de repuesto	1,30	1,30	1,30	1	1,30	1
Colocar las tuercas en sus orificios	1	0,55	1	0,40	1	0,40
Bajar el vehículo	1,10	1,10	0,35	0,35	0,35	0,35
Utilizar la llave de tuerca para apretar los tornillos	1,20	0	1,20	0	1,20	0
Volver a colocar el embellecedor	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32
TRABAJOS POSTERIORES						
Recoger todo y guardar todas las herramientas junto con la rueda averiada	2,45	2,45	2,45	2,45	2,45	2,45
TIEMPO TOTAL (minutos)	17,50	14,26	15,08	11,11	14,38	10
REDUCCIÓN DE TIEMPO OBTENIDO	17,50	-3,24	-2,42	-6,39	-3,12	-7,50

Tabla 10. Registro de tiempo de sustitución en condiciones desfavorables en cada propuesta

RESULTADOS

Para la comparativa de tiempos de las propuestas establecidas para un caso desfavorable, los resultados obtenidos de las propuestas han sido los siguientes;

Propuesta 1: Gato mecánico + Multiplicador de fuerza + Extracción manual de rueda.

El tiempo estimado en llevar a cabo toda la operación aplicando esta propuesta en un caso desfavorable, es de 14 minutos y 26 segundos lo que supone de una diferencia de 3 minutos y 24 segundos con respecto al tiempo establecido.

Propuesta 2: Elevador eléctrico + Pistola neumática + Extracción manual de rueda.

El tiempo estimado en llevar a cabo toda la operación es de 15 minutos y 8 segundos en el caso de la utilización de una llave de tuercas, suponiendo una diferencia de 2 minutos y 42 segundos con respecto al tiempo inicial.

En el caso de hacer uso de una pistola neumática el tiempo que se estima es de 11 minutos y 11 segundos, lo que supone una diferencia de 6 minutos y 39 segundos con respecto al tiempo inicial.

Propuesta 3: Elevador eléctrico + Pistola neumática + Extractor de rueda

Al encontrarnos con el problema de la extracción de la rueda y estableciendo que el tiempo en hacer uso del extractor de la rueda es de 1 minuto, el tiempo estimado en llevar a cabo toda la operación es de 14 minutos y 38 segundos con el uso de una llave de tuercas obteniendo una reducción de 3 minutos y 12 segundos con respecto al tiempo inicial.

En el caso de hacer uso de una pistola neumática el tiempo estimado es de **10 minutos**. Esto supone una reducción significativa de tiempo de 7 minutos y 50 segundos con respecto al tiempo inicial y estando aún por debajo del tiempo mínimo establecido para el caso favorable.

5.4.3.2. Elección y descarte de propuestas

Propuesta 1

El diseño del multiplicador de fuerza se descarta porque requiere de una potencia elevada proporcionada solo por un motor con una capacidad superior a 12V, por lo que dificultaría adaptarlo a la capacidad del vehículo. Por otro lado, para lograr extraer la cantidad de tuercas de un coche y que la fuerza de transmisión sea lo suficientemente grande para extraerlas con facilidad y rapidez, se necesita de un doble sistema reductor lo que de incrementarían en gran medida el peso del modelo que de por sí se ha visto existen dificultades en su fácil manejo por el peso de los engranajes.

Propuesta 2

Como se ha podido observar en el cálculo de tiempo comprobamos que la instalación de un sistema de elevación dentro del vehículo consigue reducir el tiempo de intervención de un cambio de ruedas entre un 62% y un 72 % dependiendo de las dificultades que se presenten, reduciendo así un 26% del tiempo invertido en usar el gato.

Una vez se ha verificado que el sistema favorece al proceso de sustitución, a continuación, se analizarán las propuestas a implementar.

Las propuestas viables están entre un actuador eléctrico de doble efecto ubicado en los pilares centrales del chasis de forma vertical o un actuador eléctrico ubicado en el larguero del chasis de forma horizontal.

El problema que dificulta la implementación del actuador de forma vertical, es que se encuentra en una posición desfavorable de instalación y lo que es peor de su funcionamiento. Como se puede observar en la **Figura 4.17** la carrocería presenta una curvaturas e inclinaciones que es lo que da forma al perfil del coche, esto dificulta la instalación del actuador verticalmente al pilar ya que no se cuenta con una posición estable y segura para la colocación del sistema. Los problemas que darían lugar son; inestabilidad del vehículo al momento que el actuador este en contacto con el suelo y problemas estructurales del pilar, si se cuenta que este ha de soportar la mitad del peso total del vehículo.



Figura 4.17. Pilar o montante de carrocería

Pensando en los problemas de contar con un actuador para elevar la mitad del vehículo en una estructura poco favorable, se pensó en una alternativa a la instalación del sistema a través de un elevador eléctrico de forma horizontal en el larguero del chasis, basado en los mecanismos de elevación de vehículos actuales en el mercado y generalmente destinados a talleres.

Dado que el sistema se apoya en una parte fundamental del refuerzo total del coche que son los largueros que sustentan la plataforma, observamos que es la mejor alternativa a seguir si se quiere obtener una reducción del tiempo, esfuerzo y seguridad en el proceso de sustitución.

Propuesta 3

El resultado más adecuado para poder reducir tiempo y esfuerzo, es la tercera propuesta que consta con el elevador eléctrico y la pistola neumática, con lo cual se puede realizar la operación de extracción de rueda de manera segura y rápida.

En el caso favorable, donde todo este correcto, factor humano, herramientas y las condiciones de la rueda a extraer, este método otorga un tiempo de **7 minutos y 45 segundos** al igual que la propuesta 2, no obstante el tiempo que se obtiene en un caso desfavorable con este método y aplicando un tercer componente, el extractor de rueda se obtiene un tiempo inferior a la propuesta 2 en este mismo caso, reduciendo este tiempo en 1 minuto y 10 segundo, dotándose así de un tiempo de 10 minutos y 6 segundos en el peor de los casos.

Por este motivo pensando en las dificultades que generalmente presentan los usuarios de cualquier edad y sexo en el momento de tener que enfrentarse a problemas que requieran un alto nivel de fuerza, este sistema solventa estas dificultades, disminuyendo así el esfuerzo requerido y los inconvenientes de tener que esperar una asistencia en carretera.

6. DESARROLLO DE LAS PROPUESTAS TÉCNICAS

6.2. VALIDACIÓN DE LA PROPUESTA ESCOGIDA

La implantación del método de sustitución propuesto supone una nueva alteración de los requerimientos exigidos a los automóviles actuales, ya que conlleva modificaciones en partes del vehículo por lo que se deberá no solo realizar un estudio de campo para valorar la aceptación de los cambios a implementar por los usuarios, sino también por la normativa vigente.

En la siguiente figura se detallarán los requisitos a tomar en cuenta para la implantación de la propuesta en los vehículos:

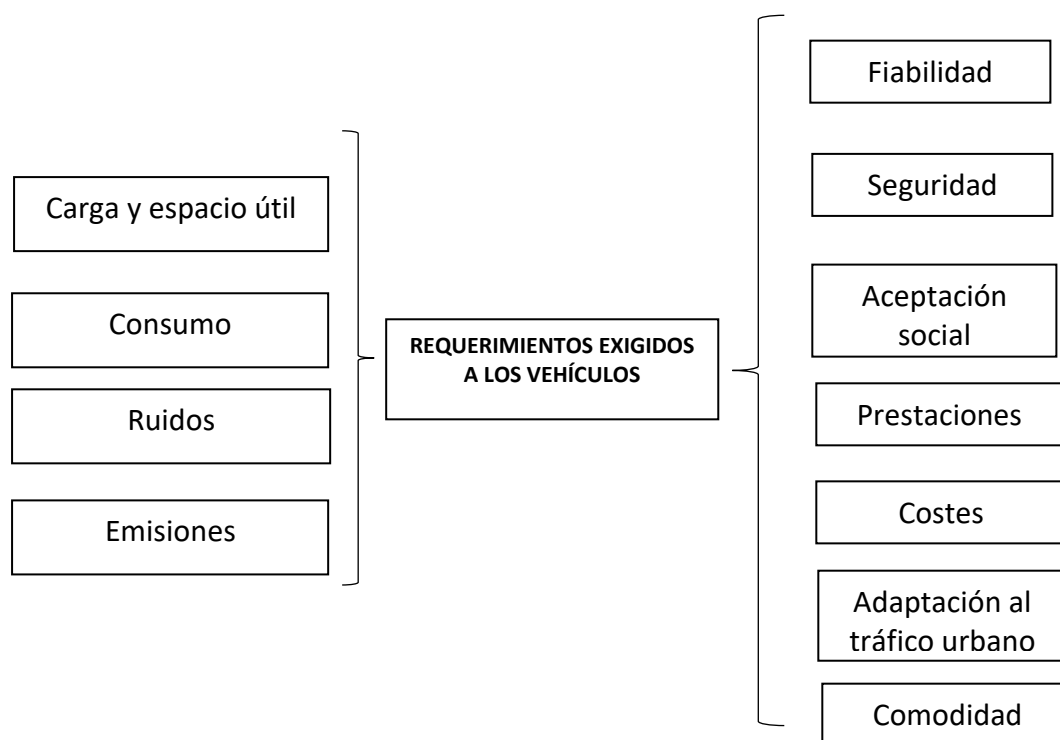


Tabla 11. Requerimientos exigidos a los vehículos. Real Decreto 736/1988

Carga y espacio útil: El sistema de elevación implantado no llegará de ningún modo a superar el peso técnico máximo admisible (PTAM) de un vehículo de turismo.

Consumo y Emisiones: El diseño se establecerá de manera que no se vea afectado el consumo del vehículo y por consiguiente el aumento de emisiones. Este factor viene vinculado directamente con la carga adicional al vehículo que se analizará más adelante.

Ruidos: Este requerimiento no se ve afectado por la implantación del nuevo sistema.

Fiabilidad de las propuestas: Las implementaciones de los diseños para el nuevo método de sustitución garantiza en todo momento una buena calidad y eficiencia del sistema ya que está pensado para realizarse de forma rápida, sencilla e intuitiva pensando siempre la comodidad del usuario.

Seguridad: El sistema ofrece un menor grado de manipulación de las herramientas, ya que se reduce el porcentaje de error humano durante el proceso de sustitución.

Aceptación Social: El nuevo método de sustitución ofrece una simplificación y una mayor facilidad a la hora de reemplazar una rueda del vehículo, por lo que el usuario realizará menos esfuerzo y destinará menos tiempo en la ejecución.

Prestaciones: El nuevo método de sustitución garantiza rapidez, fiabilidad, seguridad y calidad del proceso ya que cuenta con un sistema elevador automático y un mecanismo de extracción de rueda.

Coste: Al tratarse de una nueva implementación no existente en vehículos utilitarios supone una inversión adicional a la hora de la compra del vehículo.

Adaptación al tráfico urbano: Al producirse una reducción de tiempo de acción en la sustitución de la rueda, se asegura la estancia menor del vehículo en el arcén, garantizando la seguridad del usuario y de los vehículos en circulación.

Comodidad: El nuevo sistema reduce al mínimo acciones y esfuerzos que puedan perjudicar la integridad del usuario.

En el análisis del nivel de aceptación solo se tomarán en cuenta aquellos aspectos que estén vinculados directamente con los usuarios como lo son; la seguridad, las prestaciones, coste, adaptación al tráfico urbano y la comodidad.

Los aspectos como; carga y espacio útil, consumo y emisiones, se excluyen del cómputo global al ser prestaciones vinculadas al tipo de vehículo y analizadas bajo normativas de homologación como la del **Real Decreto 736/1988**, de 8 de julio, por el que se regula “La tramitación de las reformas de importancia de vehículos de carretera” que se analizaran una vez determinado todos los factores del diseño.

Tras haber realizado un estudio de la propuesta a los usuarios mediante la realización de una encuesta los resultados del nivel de aceptación de mostrarán a continuación;



Tabla 12. Resultados de la encuesta. Propuesta final

Analizando los resultados del grado de aceptación en los requerimientos exigidos a los vehículos, el nuevo sistema propuesto para el cambio de ruedas muestra una tendencia generalmente satisfactoria.

En la que se observa resultados equitativos en casi todos los requerimientos con solo un aspecto negativo vinculado a los costes con un 6%.

La creación del sistema un nuevo sistema de sustitución significará un progreso e innovación dentro del mundo de la automoción, creando una nueva demanda del usuario y una distinción de accesorios entre las marcas que lo monten, por lo tanto, queda confirmada la aceptación del proyecto.

6.3. SELECCIÓN DEL VEHÍCULO

Para implementar la propuesta seleccionada se escoge un vehículo base, al cual se le modificaran algunos de sus componentes para que el mecanismo se adapte a este sin ocasionar cambios radicales y que la simbiosis que se cree al unir mecanismo y vehículo resulte ser satisfactoria en el ámbito mecánico para el usuario.

Analizando el número de ventas en el mercado de la automoción de la primera mitad del año 2016 (30/06/2016), se observa que el tipo de mercado de vehículos que más vende a nivel global, como se muestra en la **Tabla 13**, son los de **categoría SUV** "*Sport utility vehicle*" o vehículo utilitario deportivo, datos extraídos a partir del estudio realizado por *JATO Dynamics Limited* proveedor de información a nivel global para el análisis de las tendencias del mercado de la industria de la automoción a nivel de especificaciones, precios de vehículos y demás.

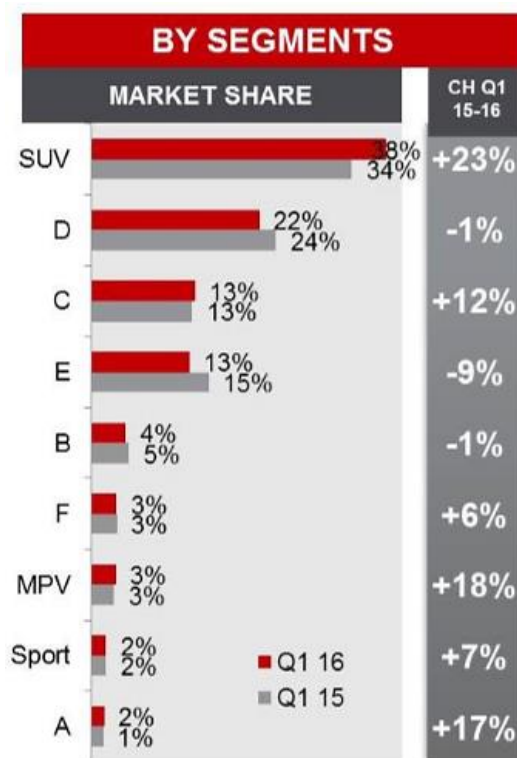


Tabla 13. Comparativa de venta de automóviles por sector del año 2015-2016.
JATO Dynamics Limited.

Considerando estos resultados se escoge el modelo el **Toyota RAV4 Hybrid 2WD Advance** ya que es un modelo con tecnología vanguardista y con características dimensionales que ayudará a encontrar un diseño resistente capaz de levantar y soportar un gran peso en cuanto al modelado del elevador, para poder migrar luego esta tecnología a otros vehículos de dimensiones y pesos del mismo rango o inferiores y garantizar así un diseño viable y seguro.

A continuación, se especifica las características principales del vehículo.


MARCA:	Toyota	
MODELO:	RAV4 Hybrid 2WD Advance	
TIPO DE CARROCERÍA:	Turismo todoterreno	
NÚMERO DE PUERTAS:	5	
LARGO / ANCHO / ALTO (MM):	4605 / 1845 / 1675	
ALTURA LIBRE (mm):	155	
PESO VEHICULAR (Kg):	1700	
PESO BRUTO VEHICULAR (Kg):	2201	
CAPACIDAD DE CARGA (Litros):	501	
NEUMÁTICOS:	235/55R18 100H	
LLANTAS:	7.5Jx18 ET45	

Tabla 14. Dimensiones, pesos y capacidades del Toyota RAV4 Hybrid 2WD Advance

6.3.1. PIEZAS ORIGINALES

En este apartado se definirán brevemente las piezas a las que se les realizarán las modificaciones pertinentes a la propuesta a llevar a cabo. Estas están comprendidas por; el bastidor vinculado al diseño del elevador automático y rueda vinculada al diseño de disco separador.

➤ Bastidor

El bastidor es la estructura principal compuesta por largueros y travesaños que unidos forman el chasis del vehículo. Este armazón integra y sujeta los grupos mecánicos que componen el vehículo (motor, elementos del sistema de transmisión, suspensión, entre otros.).

El bastidor del **Toyota RAV4 Híbrido 2016** está estructurado por un **bastidor independiente (escalonado)** conformado por una estructura de largueros de construcción de “caja cerrada” y travesaños soldados, atornillados o remachados, dispuestos transversal y diagonalmente. Este bastidor está conformado por acero estampado en frío regido por la normativa ISO 630 / 4951 / 4952 para aceros estructurales, perfiles, barras y aceros estructurales con mayores prestaciones ante la corrosión y resistencia mecánica.

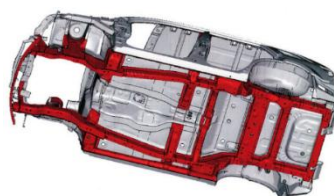


Figura 5.1. Bastidor

Este modelo de bastidor Toyota corresponde generalmente para la mayoría de modelos de coches de la categoría SUV, con variaciones dimensionales según el modelo del vehículo de la misma marca.

► Tamaño de la sección transversal ◀

Modelo			Nuevo	Anterior
Elemento				
1	Altura	mm	160	140
2	Anchura	mm	85	70

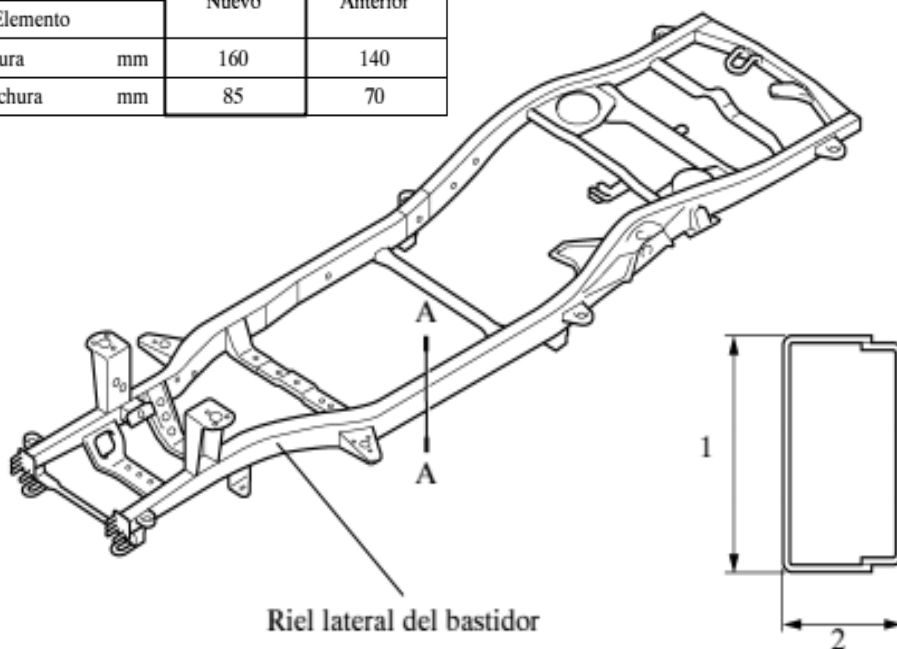


Figura 5.2. Bastidor Toyota RAV4. Manual carrocería Toyota.

Sección transversal A-A

➤ **Llanta**

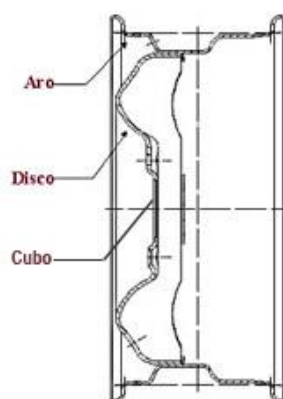
Una llanta es una pieza metálica central de una rueda, sobre la que se monta el neumático y encajada al eje de transmisión del vehículo. Existen varios tipos de llantas; de acero, aluminio y de aleación.

Estructuralmente están compuestas por:

Cubo. Parte en la que se ajusta el eje y el buje.

Disco. Parte ventilada donde se enlaza la llanta y el cubo de la llanta.

Llanta. Aro metálico sobre la que se monta el neumático.

**Figura 5.3.** Partes de una llanta

La llanta seleccionada para el proyecto tiene un perfil para cubiertas sin cámara, actualmente es lo que lleva la mayoría de los vehículos ya que ofrece una mayor seguridad en caso de pinchazo. Existen varios perfiles para llantas que lleven cubiertas sin cámara, pero para este proyecto se utiliza el perfil más común, el denominado “doble Hump” (H2). Se caracteriza por los dos labios de forma circular que tiene en ambos lados del perfil, tienen la función de retener el neumático evitando que no se introduzca hacia el interior en caso de pinchazo, de esta manera, el neumático preservará durante mayor tiempo su posición ideal.

El modelo de llanta a la cual se le realizaran las modificaciones es RAV4 “**7.5J x 18 ET 45” de Aleación de aluminio** con PCD “*Pitch Circle Diameter*” o Diámetro del círculo de pernos de **5 x 114,3 mm** y el métrico de espárragos y tuercas de **M12 x 1,5** de paso nominal. A continuación, se detallan las nomenclaturas del modelo de la llanta;



MEDIDA (pulgadas)	DESCRIPCIÓN	LLANTA RAV4
7.5	Ancho de la llanta en pulgadas.	 <div style="text-align: right;"> H2  Double Hump </div>
J	Perfil de la brida de la llanta para turismos.	
18	Diámetro de la llanta en pulgadas.	
ET45	Desplazamiento o bombeo de la llanta.	

Tabla 15. Nomenclatura de la llanta RAV4.

7. DISEÑO DEL ELEVADOR

En este punto se llevará a cabo el diseño y cálculo del elevador automático que se incorporará en el vehículo escogido, donde se llevarán a cabo los siguientes puntos;

- Se consultará la normativa correspondiente a este tipo de máquinas para saber los criterios que se han de aplicar, en la colocación de las cargas y las posibles limitaciones de dimensiones o prestaciones según la capacidad de carga que ha de soportar el elevador a diseñar.
- Se calculará el reparto de fuerzas que ha de soportar cada uno de los componentes del elevador tomando como referencia las características en cuanto a peso y dimensiones del vehículo escogido.
- Conociendo la magnitud de los esfuerzos en cada componente, se llevará a cabo el dimensionamiento de cada uno de los elementos del mecanismo y así como la selección del actuador que más se adapte a los requerimientos del sistema.
- Se modelará cada pieza en el programa 3D de **Solid Works**, que nos proporcionará los resultados de las concentraciones de tensiones y esfuerzos de los puntos más solicitados. También se empleará dicho programa con el fin de tener un esquema gráfico del elevador y la localización de cada uno de sus componentes.

7.2. DESCRIPCIÓN DEL MECANISMO

El mecanismo está formado por dos sistemas de elevación, fijados cada uno de ellos a lo largo de los largueros del bastidor del coche, de modo que permitirá elevar cada costado del vehículo para el cambio de ruedas.

Cada sistema es simétrico respecto al otro y se acoplarán atornillándose al larguero en los puntos de anclaje del vehículo designados por el fabricante, como puntos de sustentación en bancada.

El principio de funcionamiento del elevador se basa en la composición de estructuras metálicas que utiliza una geometría triangular formados cada uno por dos barras, una fija y otra deslizante que permiten aumentar la distancia mediante la fuerza aplicada por un actuador lineal eléctrico ubicado horizontalmente a las barras.

A medida que el vástago se recoge permite elevar la estructura, ya que al estar unido a ella cuanto más retrocede mayor ángulo adquieren las barras con respecto a la horizontal. Del mismo modo para plegar la estructura el recorrido del actuador será inverso, es decir al empujar las barras horizontalmente estas irán expandiéndose a lo largo del bastidor cubriendo por completo el actuador y volviendo a su posición de reposo, consiguiendo así un diseño bastante simple y ligero.

7.3. BOCETOS Y VISUALIZACIÓN FINAL 3D

A continuación, se mostrará la idea base de la cual se partió y el resultado final que se decidió emplear en el mecanismo.

En dibujo a lápiz se muestran las ideas primitivas y luego su creación en 3D.

➤ Barras

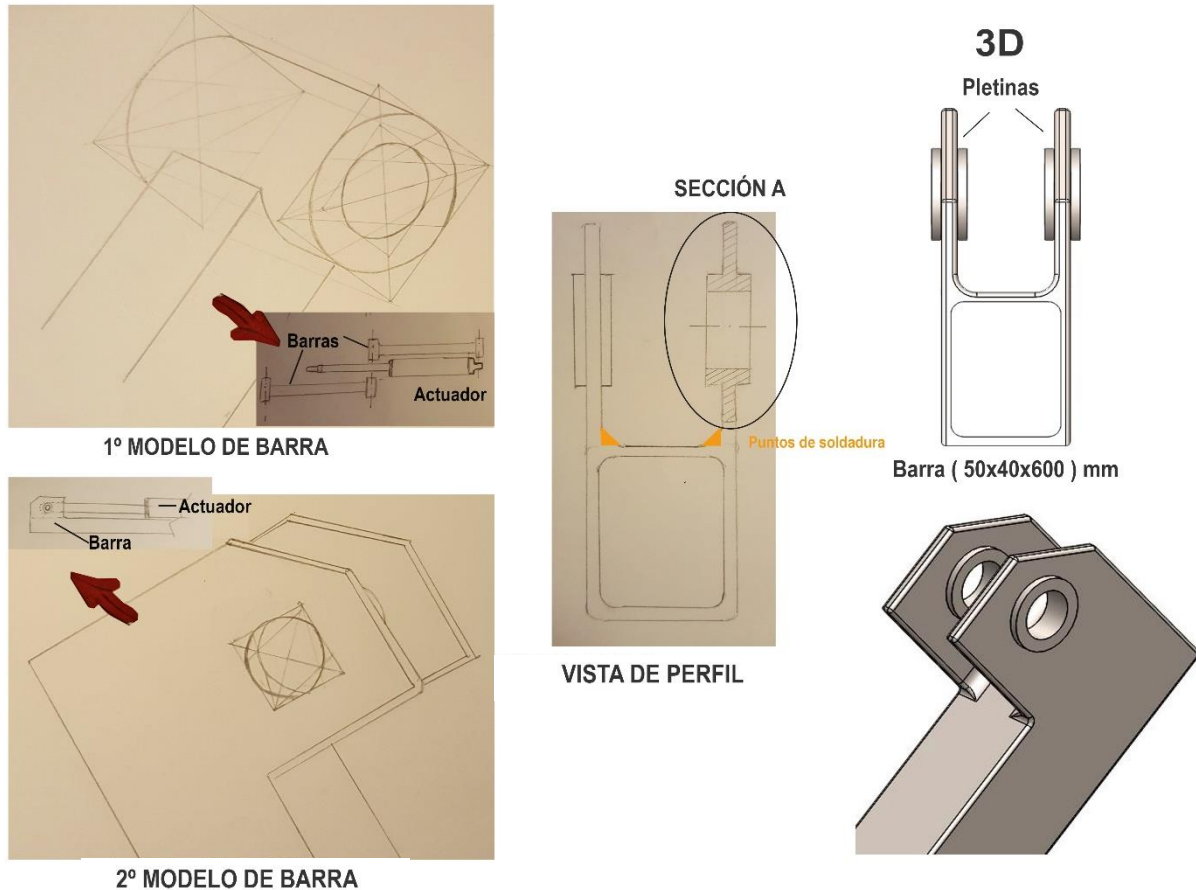
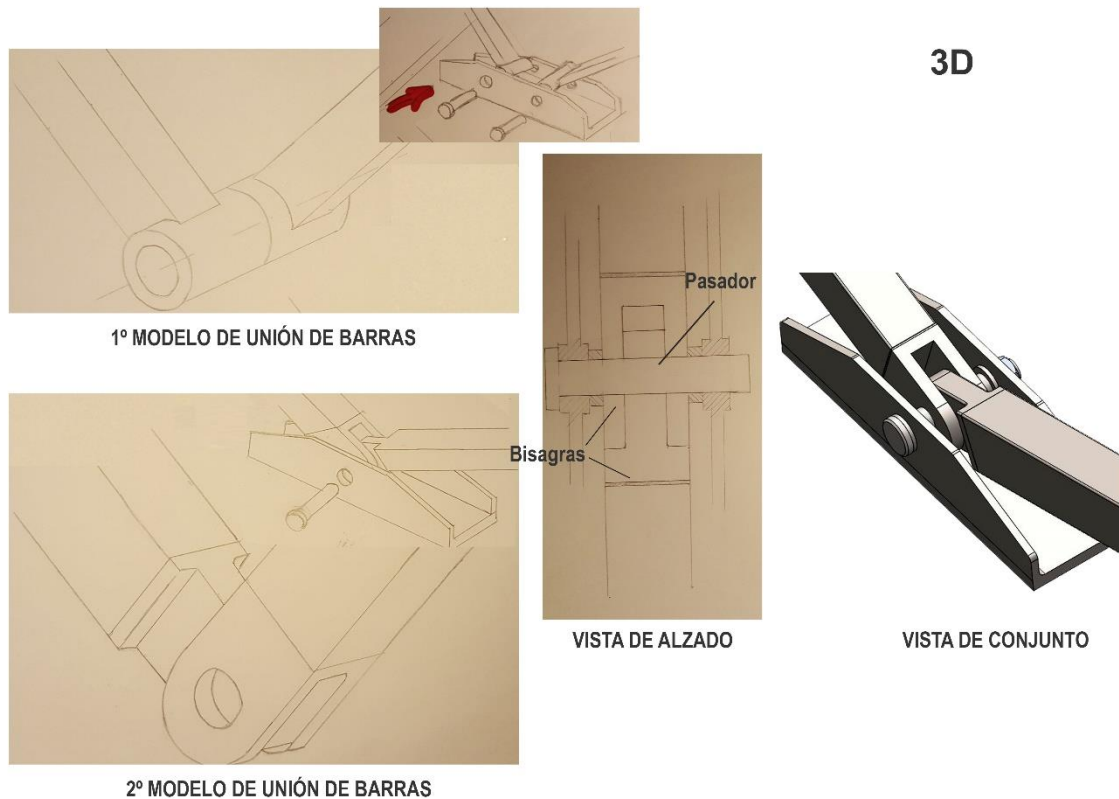


Figura 6. Boceto barra

Partimos de un diseño de barras solidas con uniones cilíndrica cerradas a barras rectangulares huecas con el objetivo de reducir el peso en el mecanismo y otorgarle un diseño estructural compacto que permita resguardar los elementos eléctricos una vez plegado este.

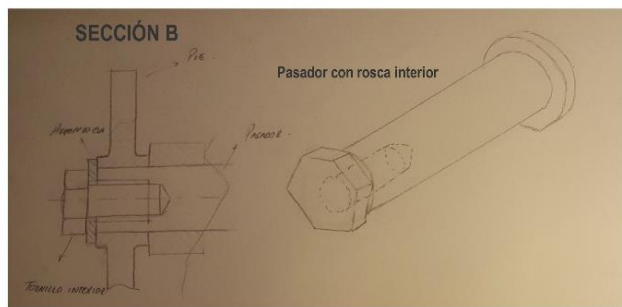
Para conseguir esto se propone soldar dos pletinas de acero inoxidable a la barra rectangular, dejando así una altura mínima entre la cara superior de la barra y el centro de unión para ser acoplar el actuador, del cual se conoce previamente sus dimensiones.

➤ Pie

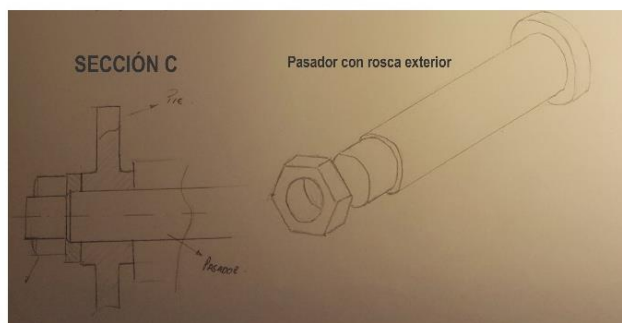
**Figura 6.1.** Boceto pie del elevador

La primera unión entre barras consistía en un nexo con el pie mediante dos pasadores en los cuales recaía una barra por pasador. Sin embargo, se observó que se podrían generar elevadas tensiones en el mecanismo en el caso de tener contacto con elementos resaltados de la calzada como; piedras, huecos, etc.

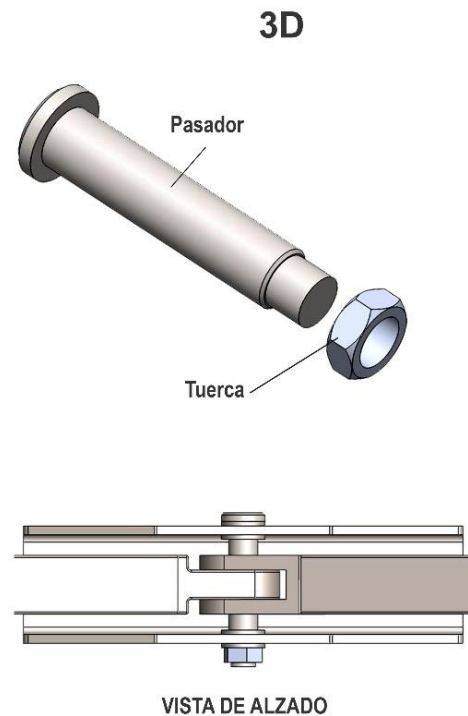
Por este motivo se optó por un sistema basculante que permite afrontar estos problemas que tendrán lugar en cualquier momento de su uso, adaptándose a cualquier superficie sin generar tensiones en el mecanismo. Además, ofrece un diseño más compacto y práctico que es lo que en un principio se buscaba.

➤ **Pasador pie**

1º MODELO DE UNIÓN PASADOR



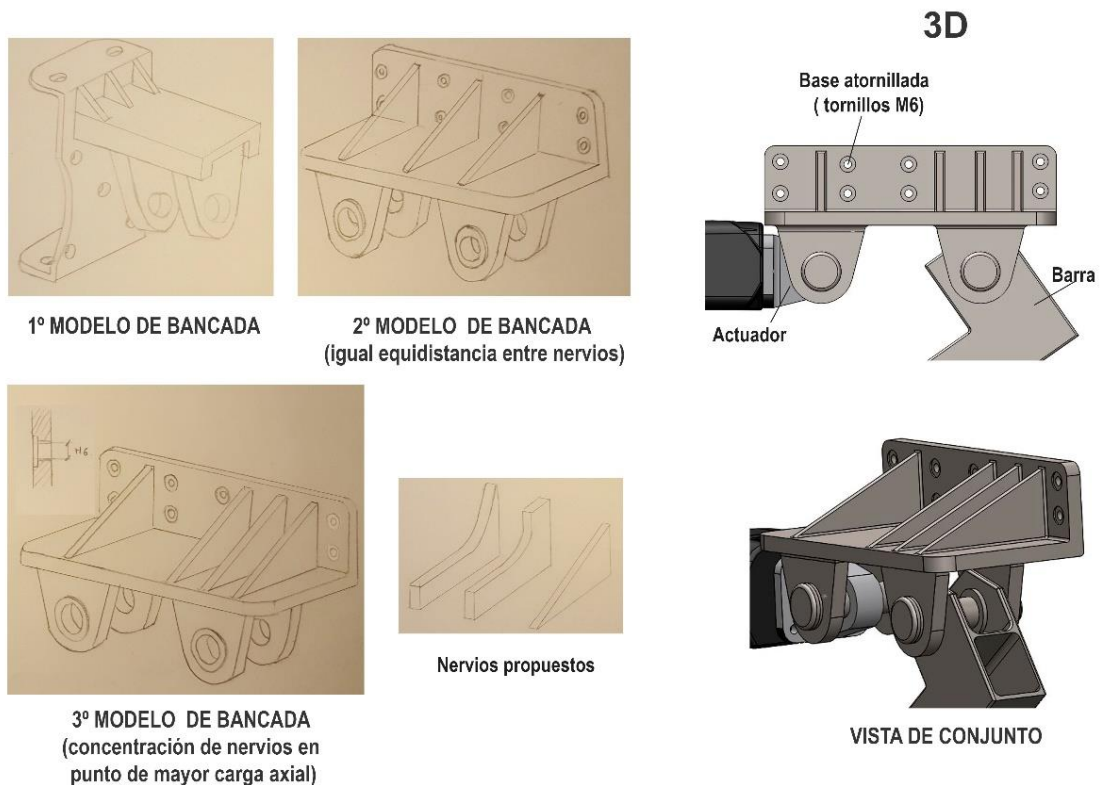
2º MODELO DE UNIÓN PASADOR

**Figura 6.2.** Boceto pasador de pie

Para el pasador que une las barras con el pie se ideó un diseño de pasador con rosca interna para compactar mejor la unión entre estos elementos, sin embargo, se optó por escoger un pasador o tornillo normalizado para abaratar los costes de fabricación.

El tornillo se ajusta con una tuerca de tipo autoblocante que permitirá mantener los elementos de unión seguros ante un afloje de rosca en cualquier momento de su utilización.

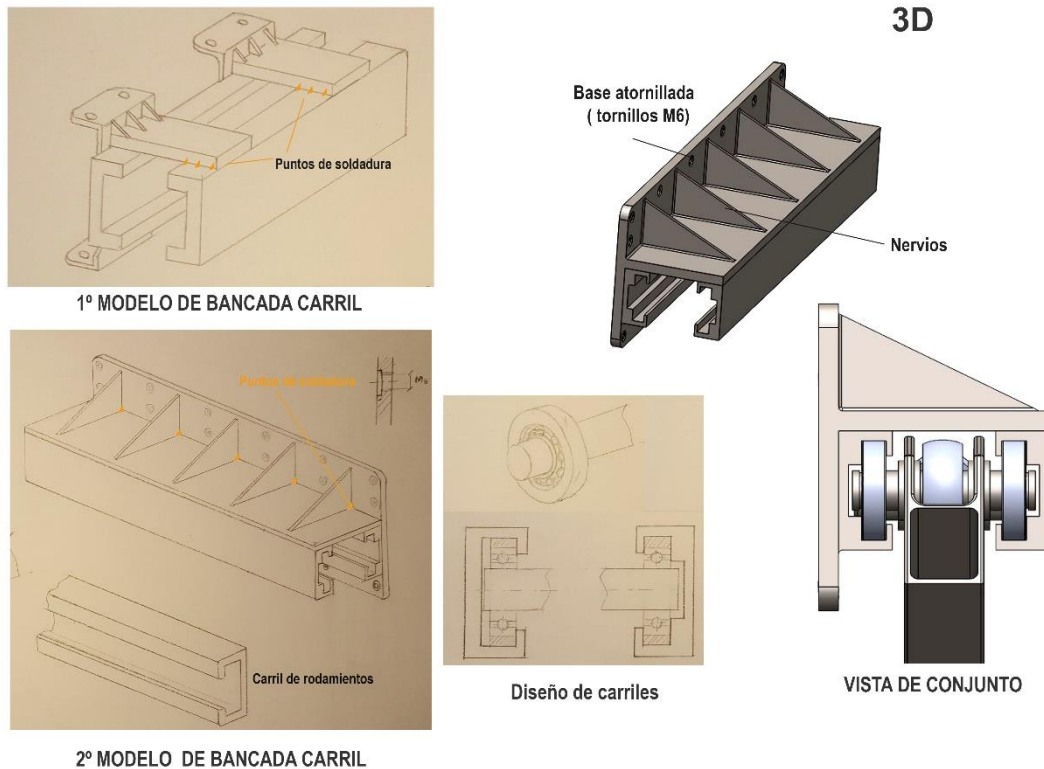
➤ Bancada barra fija

**Figura 6.3.** Boceto bancada barra fija

El primer modelo de bancada que se ideó se realizó con el objetivo de acoplar en el mismo eje el actuador y la barra fija, sin embargo, por motivos de carreras demasiado largas para el vástago del actuador, se optó establecer dos fijaciones independientes.

De esta manera que se evita el posible pandeo del vástago y no sobrecargar una sola unión, repartiendo así los esfuerzos sufridos en el momento de tener el mecanismo contacto con el suelo.

Por otra parte, se concentró un mayor número de nervios en la zona de unión de la barra fija con la bancada, ya que es en este punto donde se produce mayor carga axial, tanto horizontal como vertical, a diferencia con la unión entre la bancada y el actuador donde solo se generan una carga axial horizontal, procedente de la fuerza del actuador, las cual no tienen mayor repercusión sobre la bancada

➤ **Bancada barra móvil****Figura 6.4.** Boceto bancada barra móvil

Para la construcción de esta bancada se optó por utilizar perfiles en C que sirven como guía para los rodamientos, los cuales se soldarán al resto de la estructura, obteniendo así una caja cerrada que permite resguardar los elementos móviles de agentes externos.

El primer modelo se descartó por la falta de estabilidad que generaba a la hora de afrontar mayores esfuerzos.

7.4. CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS

7.4.1. PARÁMETROS DEL DISEÑO

Los parámetros para este diseño se establecerán de acuerdo a las mismas necesidades y aplicaciones de los elevadores de vehículos convencionales, donde los principales requerimientos a tener en cuenta para su dimensionamiento, serán las dimensiones y el peso del vehículo.

Por otra parte, se tiene en cuenta que el prototipo a diseñar no será universal para todos los vehículos, ya que el mercado cuenta con una gran variedad de modelos con dimensiones y masas muy dispares, por lo que diseñar un mecanismo que adaptado a todos por igual es un objetivo que no se contempla. Sin embargo, al escoger un vehículo todoterreno **Toyota RAV4 Híbrido 2WD** de categoría SUV, nos permitirá demostrar que el mecanismo puede adaptarse a cualquier vehículo en cuanto a resistencia, estabilidad y seguridad.

A continuación, se describirán los parámetros que se han de tomar en cuenta para el dimensionamiento y solidez de nuestro elevador.

7.4.1.1. Capacidad máxima del elevador

A partir de los datos obtenidos de la ficha técnica del vehículo (Toyota RAV4 Híbrido 2WD), se procede a hacer el cálculo de la carga total que ha de soportar el mecanismo utilizando como carga máxima la suma del peso neto y bruto vehicular, el cual permitirá dimensionar el mecanismo de manera que una vez resista dicha carga máxima, las cargas inferiores no le afectarán.

TIPO DE ACCIÓN	CARGA
Carga Permanente Vehículo (G)	1700Kg
Carga Variable Vehículo (Q)	505Kg
TOTAL	2205Kg
PESO POR PAR DE RUEDAS	1102,5Kg

Tabla 16. Capacidad máxima del elevador

Una vez obtenido el peso total del vehículo, procedemos a realizar el cálculo de las cargas repartidas en cada elevador a partir de la suma de momentos.

Para hallar la carga a elevar por el mecanismo se ha considerado un modelo estático, realizando dos comprobaciones: Una donde el peso total del vehículo a levantar está en su centro de gravedad, y otra donde la mitad del peso total del vehículo recae sobre el par de ruedas a levantar.

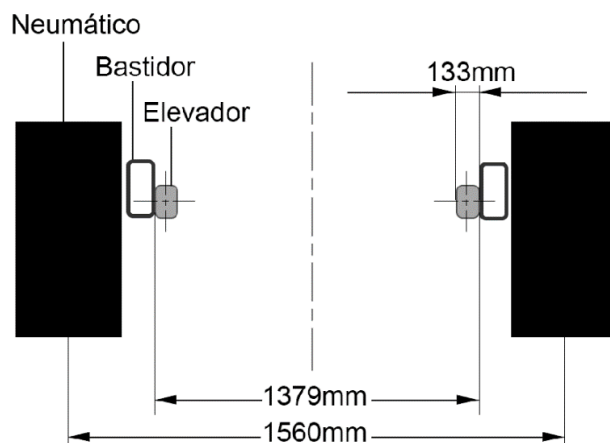


Figura 6.5. Posición del elevador en el vehículo. Elavoración Propia.

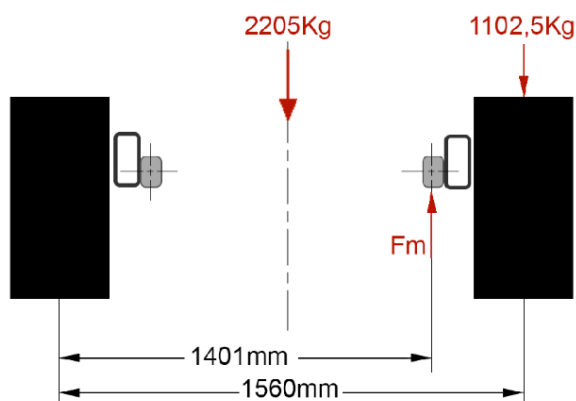


Figura 6.6. Cargas

$$\Sigma M = 0$$

$$Fm = 1401mm - 1102,5Kg \times 1560mm$$

$$Fm = \frac{1102,5Kg \cdot 1560mm}{1401mm} = 1225,96Kg$$

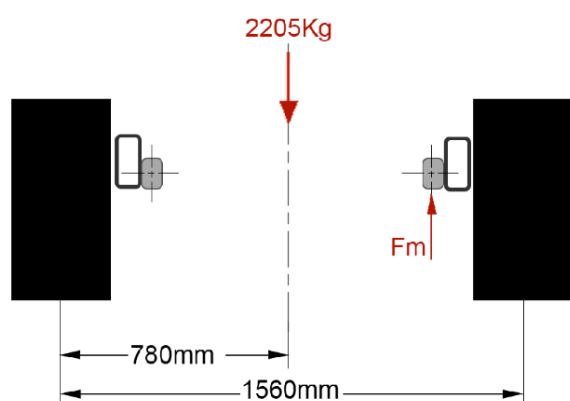


Figura 6.7. Cargas finales

$$Fm = \frac{2205Kg \cdot 780mm}{1402,9mm} = 1225,96Kg$$

$$Fm = 12260N$$

En ambas comprobaciones el peso que recae en la posición en la que está colocado el elevador resulta de 12260N. Este valor será la masa de la cual partirán los cálculos referentes a la estructura y la fuerza mínima a la cual se debe oponer el mecanismo.

7.4.1.2. Elección del actuador

Una vez determinados los datos que componen el vehículo, como la distribución de su masa, donde se situara el elevador, sus capacidades y características, se selecciona un actuador capaz de soportar las cargas, que se adecue de manera correcta al mecanismo diseñado.

Los requisitos que se extraen de todo lo estipulado y los cuales ha de respetar la elección del actuador son;

- Que deberá ser eléctrico para poder acoplarse al sistema de corriente continua del vehículo y evitar de esta manera el acoplamiento de tanques de líquido o aire necesario en actuadores neumáticos e hidráulicos.
- Que funcione con una alimentación de 12 V (Batería convencional de coche).
- Que la carga mínima que debe soportar es de **12260 N** (de tracción).
- Que el vástago alcance una carrera mínima de 500mm.

Por ello se selecciona un actuador lineal eléctrico de la casa **LINAK modelo LA37**.



Figura 6.8. Actuador eléctrico lineal modelo LA37

Datos técnicos:

- Motor magnético de 12 V a CC.
- Fuerza de empuje y tracción de 15000N.
- Fuerza de retención estática 70 KN.
- Longitud de carrea de 100 a 600 mm.
- Retroalimentación digital para posicionamiento preciso.
- protección IP66 en estado dinámico (contra agua y polvo) y IP69 en estático (corresponde a limpieza a alta presión).

LA37 with 12 V motor - Trunnion mounted

Order number	Push max. (N)	Pull max. (N)	**Self-locking min. (N) Push*	Self-locking min. (N) Pull	Pitch (mm/spindle rev.)	*Typical speed (mm/s) load		Standard stroke lengths (mm)	*/***Typical amp. (A)	
						no	full		No load	Full load
371C0XXXXXX1XX	15000	15000	20000	20000	2.5	3.2	3	500, 750, 1000	4.5	22.5

Tabla 17. Datos técnicos del actuador lineal LA37

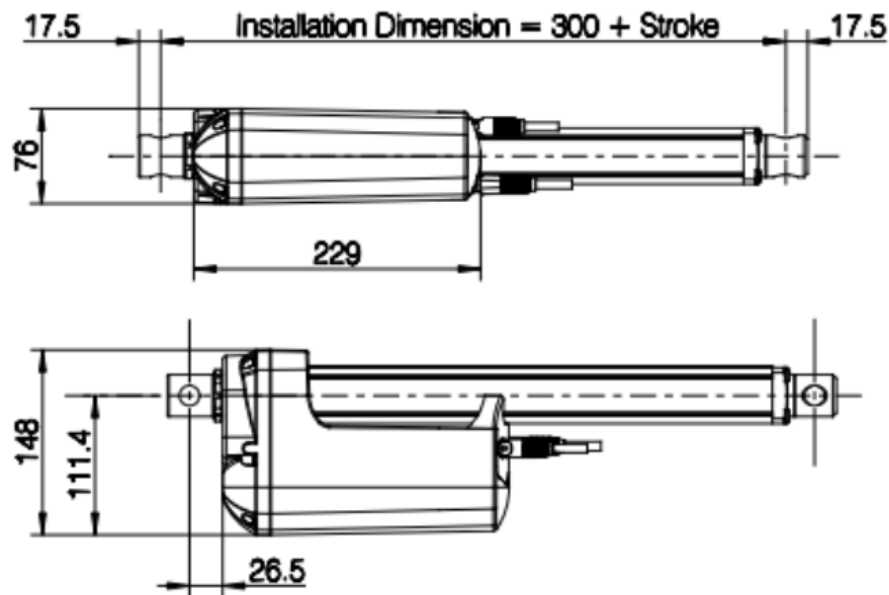


Figura 6.9. Dimensiones del actuador lineal LA37

Compilación de datos más extensa en el apartado **ANEXO** - Actuador eléctrico LA37

7.4.1.3. Altura Bastidor-suelo

Esta medida corresponde a la distancia existente entre la calzada y el bastidor que es de **250mm**. Esta altura ayuda a estimar la distancia de carrera que han de realizar las barras hasta llegar al suelo y elevar el vehículo.

7.4.1.4. Distancia entre ejes de las ruedas

Corresponde a la distancia existente entre el eje central de una de la rueda delantera con relación a las ruedas posteriores del mismo lado, que en este caso es de 2660mm. Esta medida se toma como guía para establecer las dimensiones aproximadas que ha de tener el bastidor a falta de documentación técnica que la rijja.

Esto permitirá dimensionar el largo del elevador de manera que se pueda encajar posteriormente al bastidor del vehículo. Sabiendo que el diámetro de los neumáticos del vehículo (Toyota RAV4 Híbrido 2WD) es de 716mm, la resta de sus radios a la distancia entre ruedas total es de **1944mm** que servirá como margen para dimensionar posteriormente el elevador.

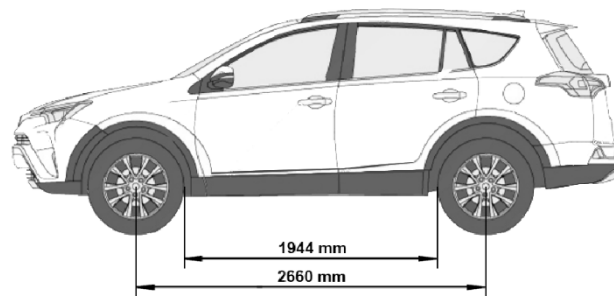


Figura 6.10. Distancia entre ruedas del automóvil Toyota RAV4 Híbrido 2WD

7.4.1.5. Elevación requerida para el cambio de rueda

Es la altura mínima necesaria que el elevador a de levantar las ruedas respecto al suelo para poder realizar el cambio de rueda. Para la que se ha estimado una altura de **50mm**.

7.4.2. ANÁLISIS DIMENSIONAL DEL MECANISMO

El esquema general del mecanismo se establece conservando la simetría de barras en cualquier posición o elevación. Viendo el esquema, se observa que cada barra tendrá la función de transmitir verticalmente la mitad de la carga F_m calculada anteriormente y que corresponde a la carga necesaria que ha de ejercer el mecanismo para elevar la mitad del vehículo. Su magnitud es:

$$F_m = 12260N$$

Por lo tanto, cada barra ha de transmitir verticalmente $12260/2$ o $6130N$. Esta carga será siempre constante sea cual sea la posición del mecanismo o ángulo de las barras.

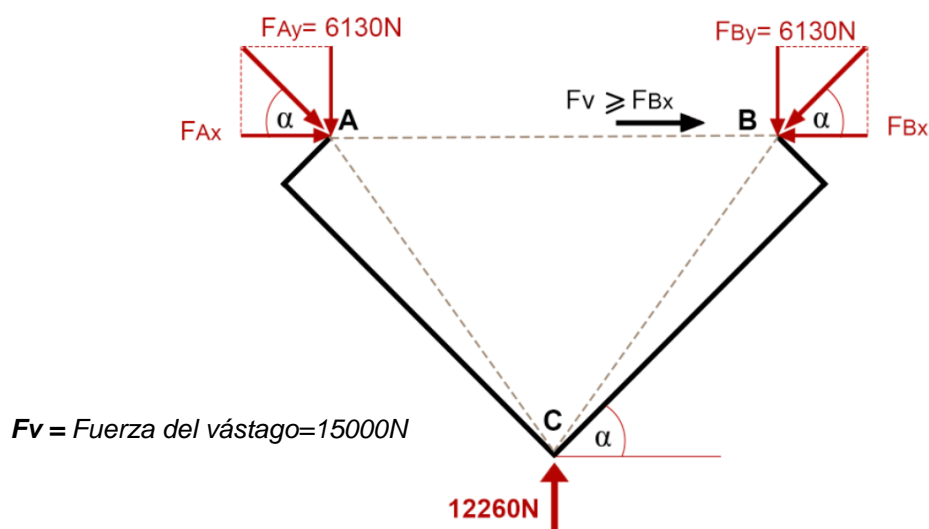


Figura 6.11. Fuerzas transmitidas entre barras a partir de los ejes (A-B-C)

El hecho de diseñar los extremos de las dos barras totalmente articulados, permite asegurar que únicamente se transmite esfuerzo axial a los pasadores. Por lo tanto, el vector axial que llega a dichos pasadores, tendrá el mismo ángulo que la directriz de cada una de las barras.

Por otro lado, la posición o elevación del mecanismo determina la inclinación de las barras y, por consiguiente, el ángulo de su directriz y del vector del axial que se transmite a los pasadores.

El componente vertical de este vector, siempre tendrá un valor de 6130N, sea cual sea la inclinación de las barras, a diferencia del componente horizontal que cambiará a medida que el ángulo aumente o disminuya, es decir, a medida que las barras se verticalicen u horizontalicen cuando se encuentren accionadas por el actuador (como se detallará más adelante).

En el estudio del funcionamiento del mecanismo del elevador escogido, se ha concebido una particularidad. Ambas barras giran por el hecho de estar articuladas, pero mientras una mantiene su posición fija y únicamente gira, la otra en cambio se desplaza horizontalmente vinculada al recorrido del actuador.

Este hecho provoca que el pie no descienda totalmente vertical, sino que su recorrido deriva del arco que genera el giro de la barra fija. Existiendo, por lo tanto, un relativo desplazamiento horizontal del pie, que se incrementa a medida que las barras se verticalizan. Cuando el pie entra en contacto con el pavimento, este se mantiene fijo, y entonces es el vehículo que presenta un relativo desplazamiento horizontal a medida que se va elevando.

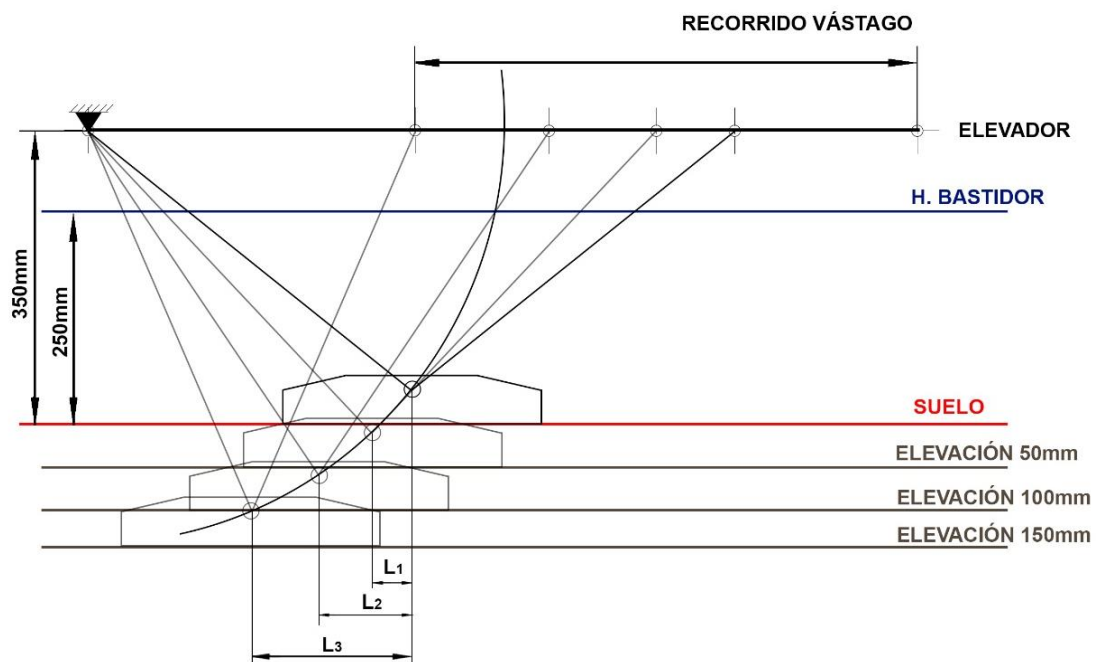


Figura 6.12. Recorrido del vástago del actuador para una longitud de directriz de 500mm

Una posible solución, para reducir este desplazamiento horizontal relativo, es la de aumentar la longitud de las barras. A mayor longitud, mayor es el radio de giro de la barra fija, derivando en un desplazamiento horizontal relativo menor, tal como puede observarse en la figura:

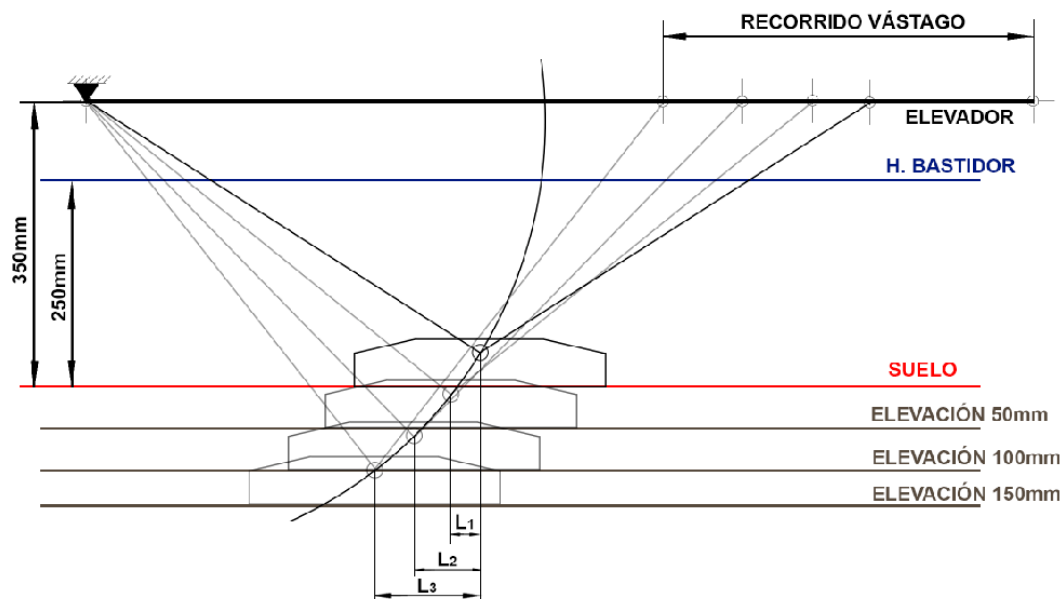


Figura 6.13. Recorrido del vástago del actuador para una longitud de directriz de 600mm

Paralelamente, en el análisis que se ha realizado con varias longitudes se ha observado que, a mayor longitud de barra, menor es el recorrido necesario por el actuador. El diseño final que se ha adoptado para el mecanismo es producto de un análisis para encontrar aquellas dimensiones que más favorezcan al funcionamiento del mecanismo y que a su vez se encuentren dentro de los parámetros fijados, en cuanto a las medidas del bastidor del vehículo, delimitadas por la distancia entre los ejes de las ruedas.

7.4.2.1. Dimensiones finales

A continuación, se establecen las dimensiones finales de las barras, así como el recorrido que tendrá el vástago cuando el mecanismo alcance la altura máxima de 150mm y el desplazamiento horizontal en cada una de las posiciones analizadas anteriormente;

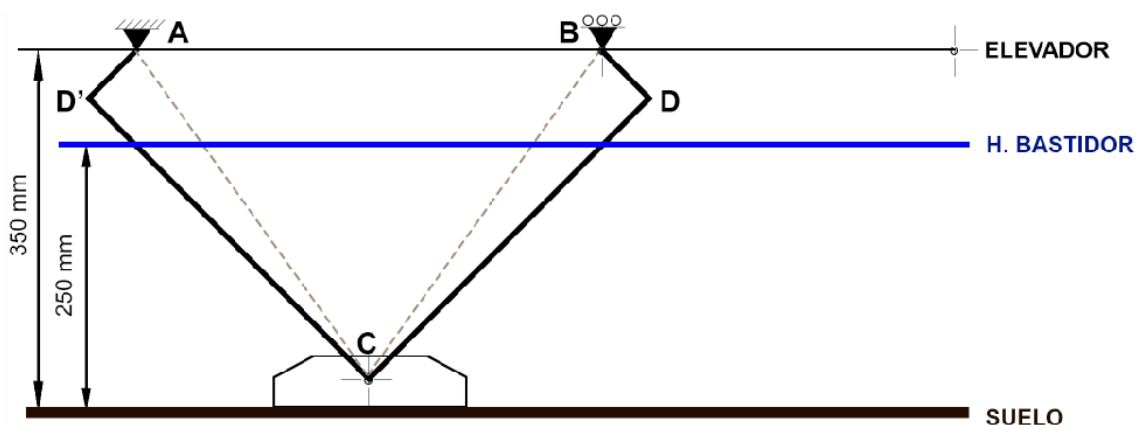


Figura 6.14. Altura máxima alcanzada por el elevador

Las dimensiones descritas a continuación corresponden a las dos barras del mecanismo, ya que son simétricas.

Las

- Longitud entre B-C (directriz) = 600 mm
- Longitud entre C-D (barra) = 597 mm
- Longitud entre B-D (pletina) = 57 mm

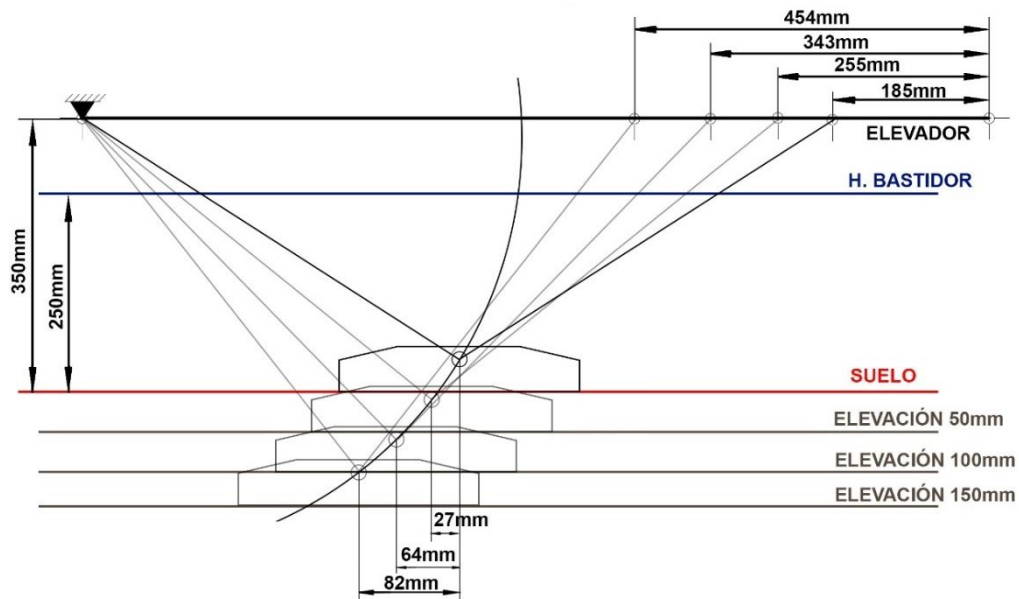


Figura 6.15. Altura y desplazamiento horizontal máximo alcanzado por el elevador

➤ Posición inicial

En esta posición el mecanismo está totalmente plegado con lo que su altura alcanza el valor mínimo, que corresponde a 100mm. Quedando una altura libre respecto al suelo de 233mm.

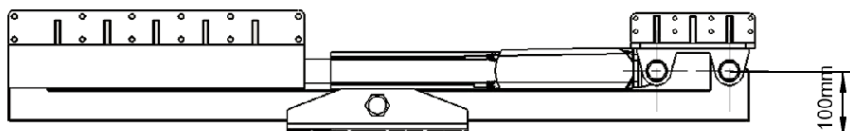


Figura 6.16. Altura de elevador cerrado

➤ Posición final

En esta posición el mecanismo está totalmente desplegado con lo que su altura alcanza el valor máximo de 458mm y la carrera retroceso del actuador es de 100mm

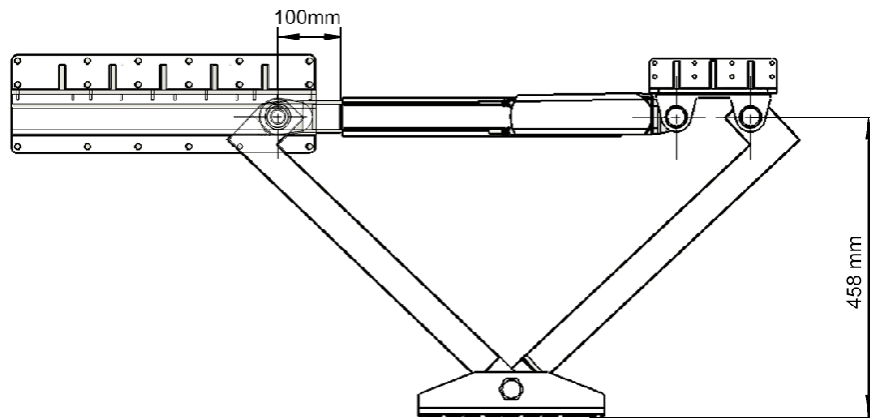


Figura 6.17. Altura de elevador abierto

En esta posición las ruedas del vehículo dejan de tener contacto con el pavimento con una altura libre de 150mm.

➤ MASA DEL MECANISMO

El conjunto del mecanismo tiene una masa total de 26,2 Kg. Los cuales están repartidos por;

Elementos mecánicos: 23 kg

Actuador lineal: 3,2 Kg

El peso total de ambos elevadores sobre el bastidor es de 52,4 Kg.

7.4.3. ANÁLISIS DE LA POSICIONES MÁS SOLICITADAS

Una vez calculadas las magnitudes de las cargas que actúan sobre el mecanismo y establecidas las dimensiones generales de la estructura, se realizará el estudio de la posición más desfavorable, aquella en la que el actuador tenga que generar más fuerza para elevar y/o sostener la estructura.

Cuando se tengan los mayores esfuerzos en cada elemento, se podrá redimensionar cada uno ellos ya que una vez calculada la geometría necesaria para la peor situación de carga, esta geometría será válida para el resto de las situaciones de esfuerzos.

A continuación, se realizará un análisis de carga de cada una de las posiciones que adoptará el elevador hasta alcanzar su altura máxima, las cuales permitirán establecer la posición crítica o desfavorable que se llevara a un estudio posterior.

7.4.3.1. Posición de elevación a nivel del suelo

En esta posición, el ángulo de la directriz de las barras es $32,231^\circ$ y el componente horizontal $R_{Bx} = 972,26\text{Kg}$.

$$R_B = \frac{R_{BY}}{\text{sen}\alpha}$$

$$R_{BX} = R_B \cdot \cos\alpha$$

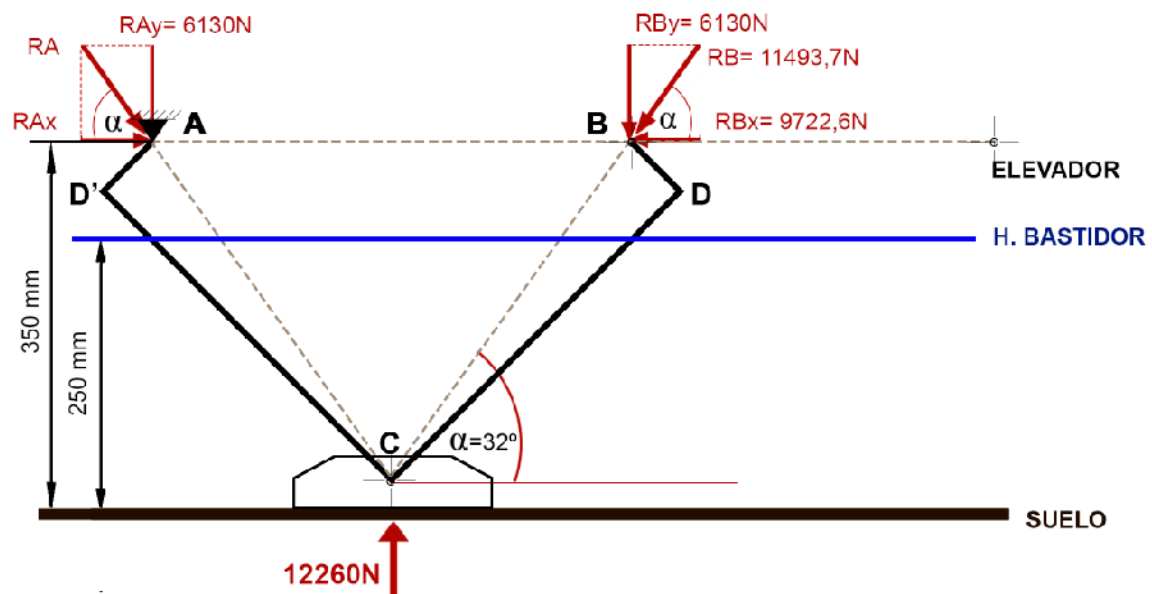


Figura 6.18. Fuerzas resultantes donde el actuador entra en carga

En circunstancias normales de uso, es esta posición donde el actuador entrará en carga, resultando un empuje necesario a afrontar mucho menor al máximo establecido para el ángulo crítico. Igualmente, a medida que el coche se va elevando, las barras continúan verticalizándose, disminuyendo así de nuevo el componente horizontal.

7.4.3.2. Posición de elevación máxima

Elevado el vehículo 150mm, el ángulo y componente horizontal resulta:

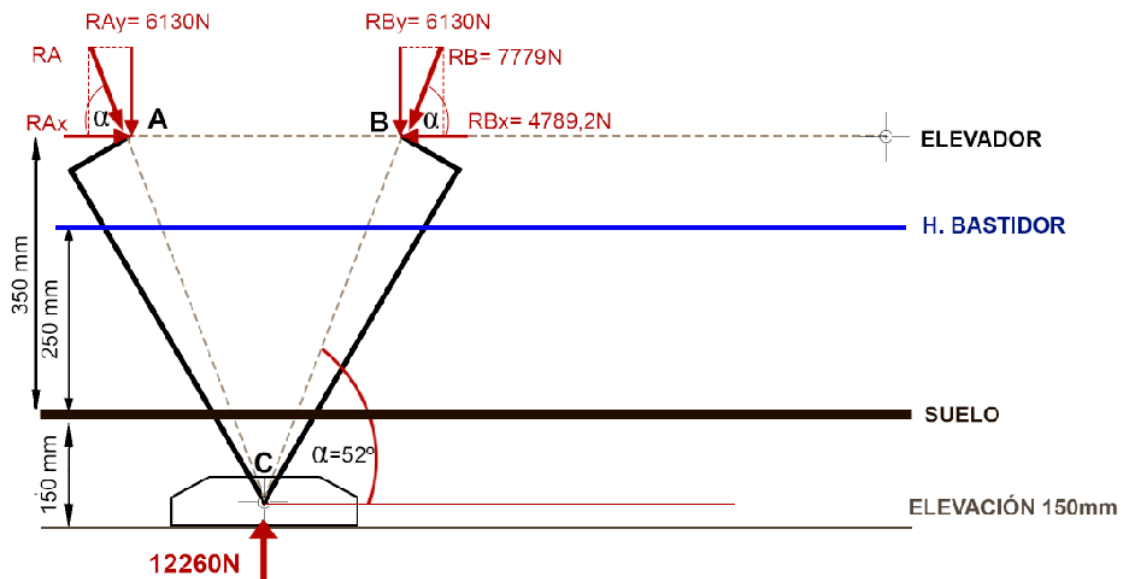


Figura 6.19. Fuerzas resultantes en la altura máxima del elevador

En la mayoría de los casos, el mecanismo entrará en carga cuando el pie entre en contacto con el pavimento a nivel de ruedas.

No obstante, se realiza igualmente la comprobación a resistencia del mecanismo cuando este entre en carga en posiciones o elevaciones tanto, superiores como inferiores con el objetivo de encontrar la posición donde el sistema puede llegar a fallar. Se considerará como máxima elevación operativa del mecanismo la correspondiente al ángulo crítico, del cual se calculará a resistencia todos sus elementos.

7.4.3.3. Posición de elevación anticipada

Se procede ahora a calcular el ángulo de la directriz de la barra cuando el componente horizontal alcanza estos 15000N:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{R_{By}}{R_{Bx} \text{ (Fuerza del actuador)}}$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{613Kg}{1500Kg} = 0,408666$$

$$\alpha = 22,228^\circ$$

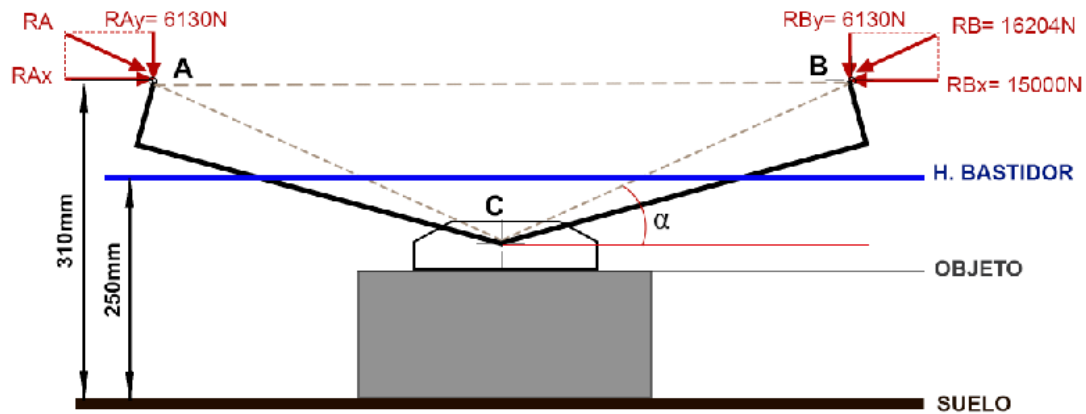


Figura 6.20. Posición de elevación anticipada (objeto en la calzada)

Por consiguiente, el ángulo crítico donde el mecanismo está en carga es de $22,228^\circ$. En esta posición la distancia de la base del pie al pavimento es de 93mm.

Si el usuario usa un objeto con el fin de hacer entrar antes en carga el mecanismo, para así poder obtener un aumento en la altura final a la que se eleva el coche, el componente horizontal al que el actuador ha de hacer frente oscilará entre 972,26Kg y el máximo 15000N (fuerza máxima del actuador), que corresponden a los ángulos $32,231^\circ$ y el crítico $22,228^\circ$.

Por lo tanto, es necesario indicar cara al usuario final la no posibilidad de añadir un elemento base que supere una altura de **90mm** cuando el vehículo esté en su capacidad máxima de peso permitido, ya que esta situación estará muy cerca de la carga máxima que el actuador puede soportar.

En un análisis del diseño, se observó la posibilidad de disminuir la longitud de las barras, consiguiendo así, a igual ángulo crítico, más altura libre y mayor verticalidad en las barras y por consiguiente menores componentes horizontales en las cargas. Pero esta posibilidad entra en conflicto con el concepto de diseño que se estableció para el mecanismo para evitar el desplazamiento horizontal del vehículo.

Cabe destacar que a medida que el vehículo este por debajo de la carga máxima permitida, el riesgo de que el mecanismo falle tras introducir un objeto antes de que el pie del elevador toque el suelo, se reduce considerablemente, ya que el ángulo de las barras es menor y por tanto la magnitud horizontal.

7.4.4. CÁLCULO ANALÍTICO DE LA POSICIÓN DESFAVORABLE

A continuación, se procede a realizar su cálculo estructural y su comprobación resistente, partiendo del ángulo crítico como posición a considerar al ser la más solicitada a la que puede dar respuesta el actuador. Los datos de trabajo son los siguientes cuando la estructura se encuentra en un ángulo de $22,228^\circ$:

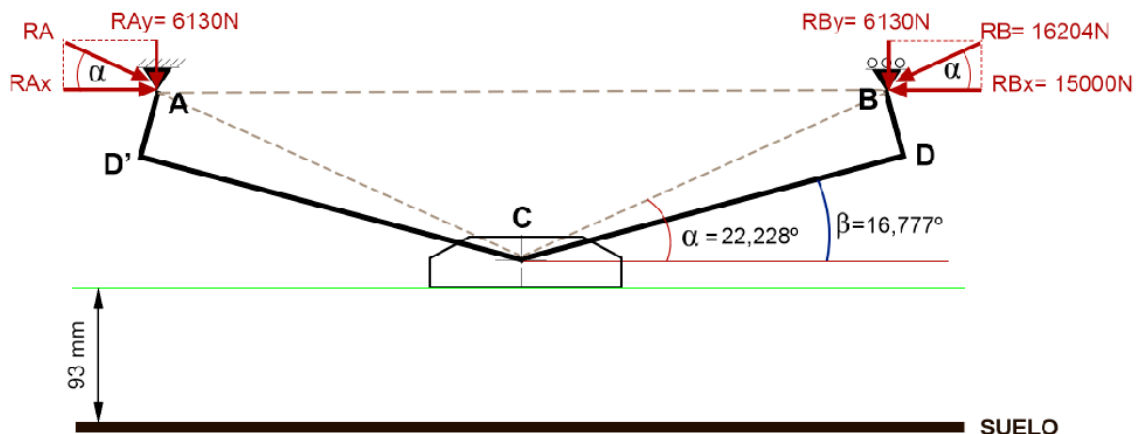


Figura 6.21. Fuerzas resultantes en una posición desfavorable (objeto en la calzada)

- Longitud entre B-C = 600 mm
- Longitud entre C-D = 597 mm
- Longitud entre B-D = 57 mm

A partir de ahora nos centraremos en el cálculo únicamente con la barra móvil BC. La otra barra AC, tendrá igual ángulo y acciones debido a la simetría del mecanismo.

Calculamos el ángulo (β), que corresponde a la inclinación máxima de la barra CD a partir del ángulo crítico (α) encontrado correspondiente a la directriz del elemento.

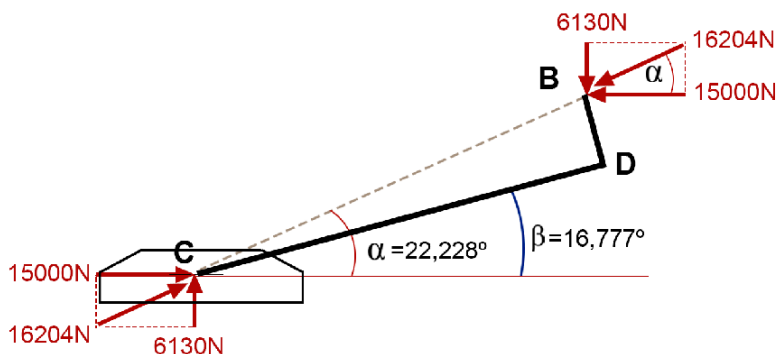


Figura 6.22. Fuerzas resultantes para la inclinación máxima barra C-D

Transformamos las acciones y reacciones según la orientación propia (local) de la barra.

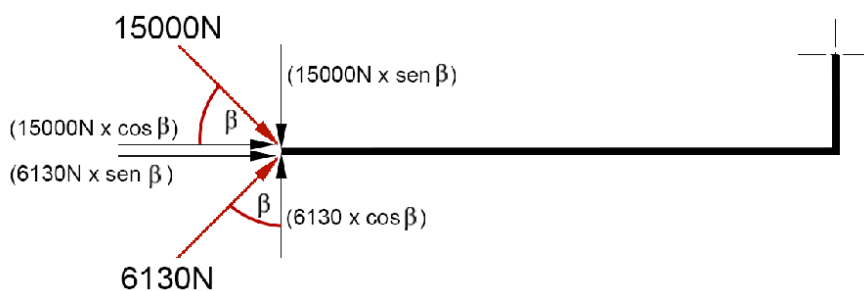


Figura 6.23. Despliegue de acciones y reacciones barra C-D

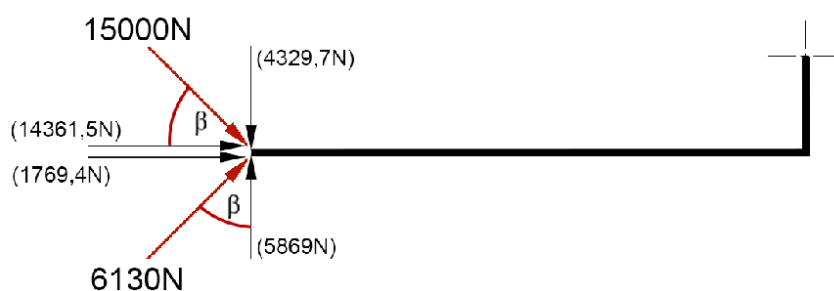


Figura 6.24. Resultantes de acciones y reacciones barra C-D

Fuerzas resultantes en "x" y en "y";

$$\Sigma F_x = 14361,5\text{N} + 171769,4\text{N} = 16131\text{N}$$

$$\Sigma F_y = (-4329,7\text{N} + 5869\text{N}) = 1539,4\text{N}$$

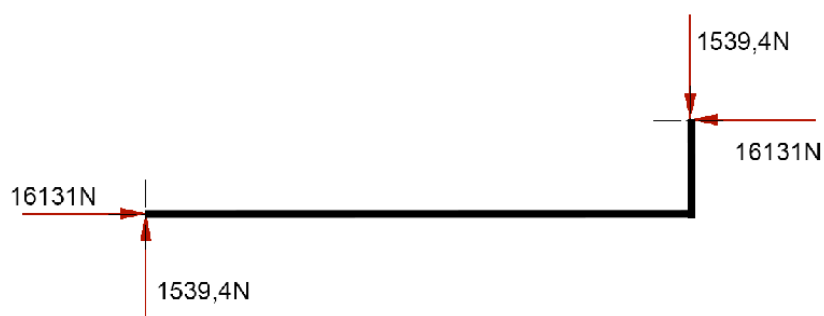


Figura 6.25. Fuerzas resultantes de la barra C-D

CÁLCULO DE ESFUERZOS

- Axiles (N)

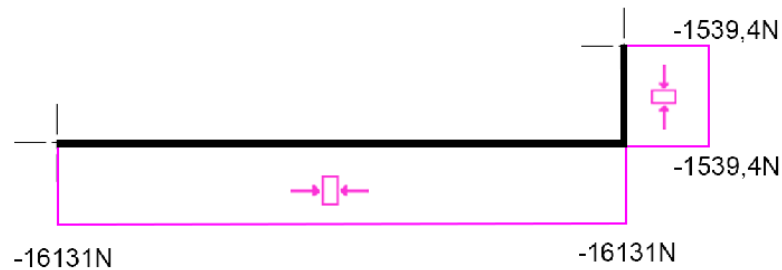


Figura 6.26. Axiles barra C-D

- Cortantes (N)



Figura 6.27. Cortantes de barra C-D

- Momentos (kNmm)

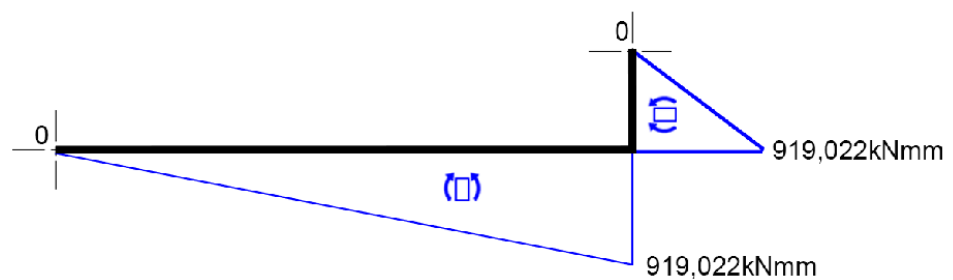
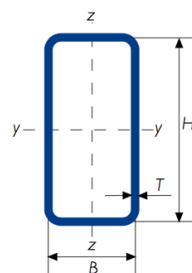


Figura 6.28. Momentos resultantes de barra C-D

CÁLCULO DE TENSIONES

Una vez calculados los esfuerzos que han de soportar las barras, se procede al cálculo de tensiones a partir del dimensionamiento de sus perfiles. Se ha optado por escoger perfiles tubulares comerciales del Grupo Condesa.

Se verificará que la tensión admisible que proporciona el material nunca sea superada por las tensiones que generan los esfuerzos ante las secciones elegidas.



Gama perfil tubular en frío - rectangular

DIMENSION ESPECÍFICA DE LADOS		ESPE- SOR ESPECÍFICO	MA- SA LINEAL	ÁREA DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL	MOMENTO DE INERCI- A		RADIO DE GIRO		MÓDULO ELÁSTICO		MÓDULO PLÁSTICO		MOMENTO DE INERCI- A DE TORSIÓN	MÓDULO DE TORSIÓN	SUPERFICIE LATERAL POR UNIDAD DE LARGO	LARGO NOMINAL POR TONELADA	ÁREA SUPERFICIE EXTERIOR POR METRO
H	B	T	M	A	I _{xx}	I _{yy}	i _{xx}	i _{yy}	W _{elxx}	W _{elyy}	W _{plxx}	W _{plyy}	I _t	C _t	A _s	m	A _{sh}
mm	mm	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ⁴	cm	cm	cm ³	cm ³	cm ³	cm ³	cm ⁴	cm ³	m ² /m	m	m ²
50	40	2	2,62	3,34	11,8	8,39	1,88	1,59	4,74	4,19	5,70	4,89	15,9	6,67	0,173	382	519
50	40	2,5	3,21	4,09	14,1	9,98	1,86	1,56	5,65	4,99	6,89	5,90	19,2	7,96	0,171	312	419
50	40	3	3,77	4,81	16,1	11,4	1,83	1,54	6,46	5,69	7,98	6,83	22,3	9,12	0,170	265	353
50	40	4	4,83	6,15	19,5	13,7	1,78	1,49	7,80	6,84	9,89	8,45	27,8	11,1	0,166	207	270

Tabla 18. Datos técnicos del perfil tubular en frío de la barra. Grupo Condesa

Material barras: **Acero F1130 laminado en frío**

Límite de elasticidad (σ_e) = 462 N/mm²

Coefficiente de minoración del material (γ_s) = 1,1

Coefficiente de mayoración de los esfuerzos en barras (γ_s) = 1,5

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{\gamma_s} = \frac{462 \text{ N/mm}^2}{1.1} = 420 \text{ N/mm}^2$$

A continuación, se eligen de la barra aquellas secciones críticas o más solicitadas, ya que en ellas se generan mayores tensiones.

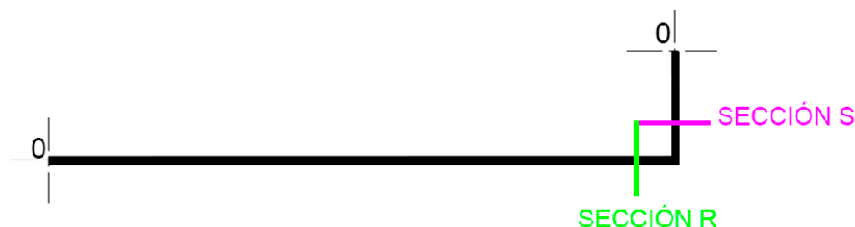
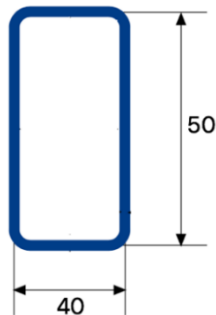


Figura 6.29. Selección de las secciones de mayor tensión de la barra

➤ SECCIÓN R

Esta sección comprende el extremo D de la barra, donde ignoramos las pletinas soldadas correspondientes al tramo DB.

- **Tensión Axil (N/mm^2)**



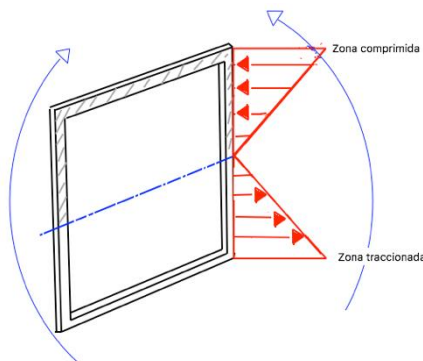
$$\sigma_x = \frac{Nx}{Area}$$

$$Area = Sección\ solida - Sección\ hueca$$

$$\sigma_x = \frac{16131N}{615\ mm^2} = -26,22\ N/mm^2$$

Figura 6.30. Dimensiones del perfil de la barra

- **Momento flector**



$$M_z = 919,022\ kNmm$$

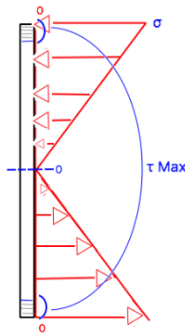
$$\sigma_x = \frac{M_z \cdot Y}{I_z}$$

$$\sigma_x = \frac{919.022Nmm \cdot 25mm}{195.000\ mm^4} = 117,82\ N/mm^2$$

Para la suma de la tensión axial, se elige de la sección, la parte flexionada a compresión.

$$\sigma_{max} = \sigma_{axil} + \sigma_{mf} = (-26,22 - 117,82) = -144,04\ N/mm^2$$

- Cortante**



$$T = 1539,4 \text{ N}$$

$$\tau_{max} = \frac{T \cdot M_e}{I_z \cdot b}$$

Calculo del momento estático M_e ;

$$M_e = \text{Sección sólida} - \text{Sección hueca}$$

$$M_e = (40 \cdot 25 \cdot 12,5) - (32 \cdot 21 \cdot 10,5) = 5.444 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{max} = \frac{1539,4 \text{ N} \cdot 5.444 \text{ mm}^3}{195.000 \text{ mm}^4 \cdot 8 \text{ mm}} = 5,372 \text{ N/mm}^2$$

Comprobación de resistencia

Para la comprobación a resistencia utilizaremos tanto la expresión de Von Mises, como el círculo de Mohr.

- Von Mises**

$$\sigma_x = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3 \cdot \tau^2} \rightarrow \sigma_x = \sqrt{(144,04)^2 + 3 \cdot (5,372)^2} = 144,33 \text{ N/mm}^2$$

- Círculo de Mohr**

$$\sigma_x = -144,04 \text{ N/mm}^2$$

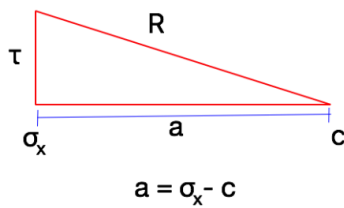
$$\sigma_y = 0$$

$$\tau_{xy} = 5,372 \text{ N/mm}^2$$

Centro (c):

$$c = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} = \frac{-144,04 + 0}{2} = -72,02$$

Radio (R):



$$a = \sigma_x - c = \sigma_x - \left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \right) = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}$$

$$R = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_x^2}$$

$$R = \sqrt{(-72,02)^2 + 5,372^2} = 72,22 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\max} = c - R = (-72,02 - 72,22) = 144,24 \text{ N/mm}^2$$

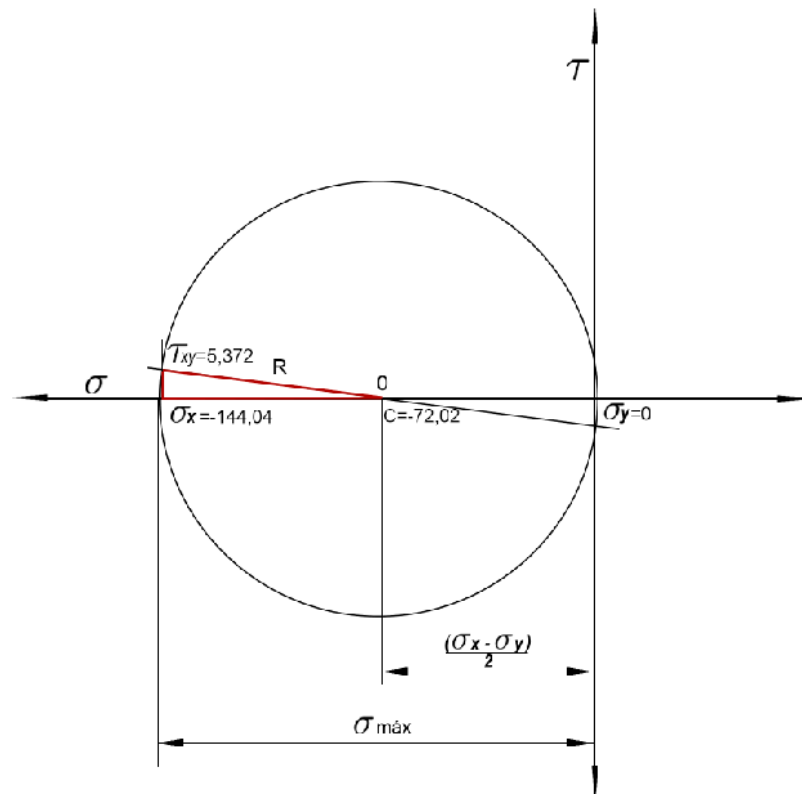


Figura 6.31. Resultantes del Circulo de Mohr. SECCIÓN R

De los dos métodos calculados para obtener la tensión axial máxima, se elige el correspondiente a Von Mises por dar un valor ligeramente superior. Por lo tanto, se obtiene la tensión final aplicando el coeficiente de mayoración;

$$(\gamma_s) = 1,5$$

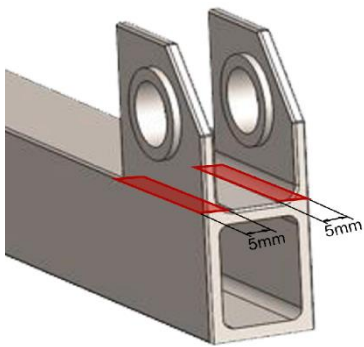
$$\sigma_x = 144,33 \text{ N/mm}^2 \cdot 1,5 = 216,495 \text{ N/mm}^2$$

Estando por debajo de la tensión admisible del material:

$$\sigma_{adm} = 420 \text{ N/mm}^2$$

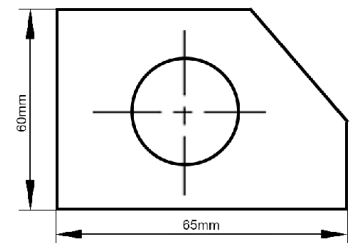
$$216,495 \text{ N/mm}^2 < 420 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \sigma_{adm}$$

➤ SECCIÓN S



$$A = 65 \cdot 5 \cdot 2 = 650 \text{ mm}^2$$

$$I = 2 \cdot \left(\frac{5 \cdot 65^3}{12} \right) = 228.854 \text{ mm}^4$$



• Tensión Axil (N/mm²)

$$\sigma_x = \frac{Nx}{Area}$$

$$\sigma_x = \frac{-1539,4 \text{ N}}{650 \text{ mm}^2} = -2,368 \text{ N/mm}^2$$

• Momento flector

Se adopta como momento flector para la sección S el momento máximo de la barra BC en su extremo en contacto con la barra AB, es decir en su eje, cuando realmente las pletinas están situadas más arriba, teniendo en realidad un momento flector menor.

$$\sigma_x = \frac{M_z \cdot Y}{I_z}$$

$$\sigma_x = \frac{919.022 \text{ Nmm} \cdot 32,5 \text{ mm}}{228.854 \text{ mm}^4} = -130,512 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{max} = \sigma_{axil} + \sigma_{mf} = (-2,368 - 130,512) = -132,88 \text{ N/mm}^2$$

- **Cortante**

Disponemos de dos expresiones para su cálculo, una aproximada que nos aporta un valor medio de tensión y otra que nos aporta la tensión máxima cortante.

$$\tau = \frac{T}{A}$$

$$\tau_{med} = \frac{-16.131 \text{ N}}{650 \text{ mm}^2} = -24,816 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{max} = \frac{T \cdot M_e}{I \cdot b}$$

$$\tau_{max} = \frac{-16.131 \text{ N} \cdot (32,5 \cdot 5 \cdot 2 \cdot 16,25) \text{ mm}}{228.854 \text{ mm}^4 \cdot 10} = -37,22 \text{ N/mm}^2$$

Comprobación de resistencia

Para la comprobación a resistencia utilizaremos tanto la expresión de Von Mises, como el círculo de Mohr. El cálculo de Von Mises se realizará con los dos valores anteriormente obtenidos de tensión cortante. La comprobación con el círculo de Mohr se realizará únicamente con la tensión tangencial máxima obtenida.

- **Von Mises**

$$\sigma_{xmed} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau^2} \rightarrow \sigma_x = \sqrt{(-132,88)^2 + 3 \cdot (-24,816)^2} = 139,66 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{xmax} = \sqrt{(-132,88)^2 + 3 \cdot (-37,22)^2} = 147,69 \text{ N/mm}^2$$

- **Círculo de Mohr**

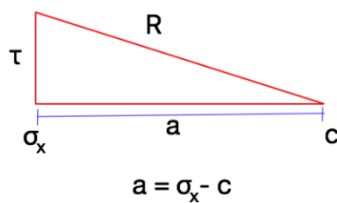
En la comprobación mediante el círculo de Morh adoptaremos como tensión cortante, la máxima anteriormente obtenida.

$$\begin{aligned}\sigma_x &= -132,88 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_y &= 0 \\ \tau_{xy} &= -37,22 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Centro:

$$c = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} = \frac{-132,88 + 0}{2} = -66,44 \text{ N/mm}^2$$

Radio:



$$a = \sigma_x - c = \sigma_x - \left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right) = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}$$

$$R = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_x^2}$$

$$R = \sqrt{66,44^2 + (-37,22)^2} = 76,16 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{max} = c - R = (-66,44 - 76,16) = -142,6 \text{ N/mm}^2$$

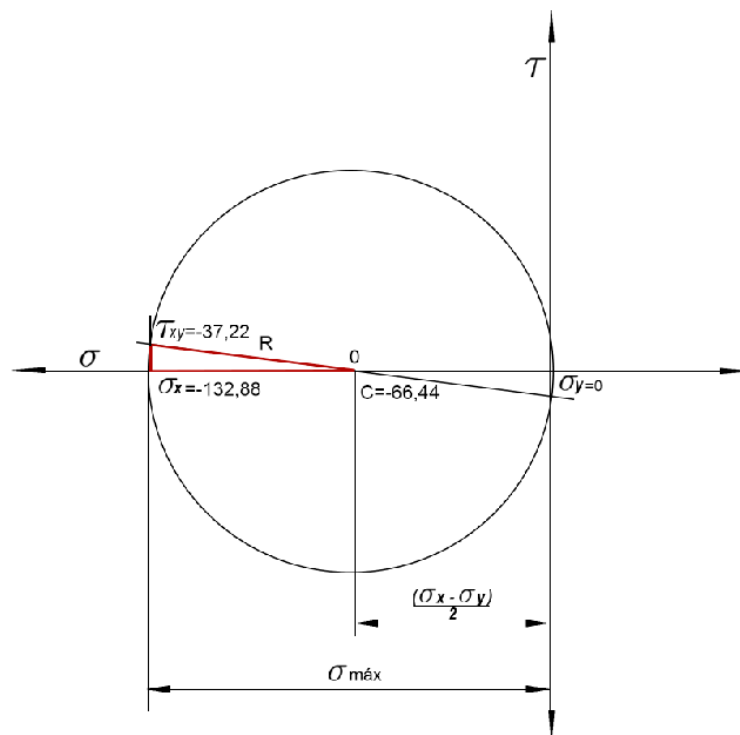


Figura 6.32. Resultantes del Circulo de Mohr. SECCIÓN S

De los dos métodos calculados para obtener la tensión axial máxima, se elige el correspondiente a Von Mises por dar un valor ligeramente superior. Por lo tanto, se obtiene la tensión final aplicando el coeficiente de mayoración;

$$(\gamma_s) = 1,5$$

$$\sigma_x = 147,69 \frac{N}{mm^2} \cdot 1,5 = 221,535 N/mm^2$$

Estando por debajo de la tensión admisible del material:

$$\sigma_{adm} = 420 N/mm^2$$

$$221,535 N/mm^2 < 420 N/mm^2 \rightarrow \sigma_{adm}$$

CÁLCULO DE PANDEO

➤ BARRAS

Para la comprobación a pandeo en las barras se analizará el tramo más largo CD, el cual tiene un axial de 16.131 N y un momento flector en el extremo D de 919.022 Nmm (que ayuda a llegar antes al estado crítico de pandeo).

El extremo C está totalmente articulado (pero no libre) y el extremo D puede considerarse empotrado ya que es la unión con el otro tramo de barra BD, que a su vez está vinculado al actuador o al bastidor del vehículo, elementos que ayudan a evitar el pandeo.

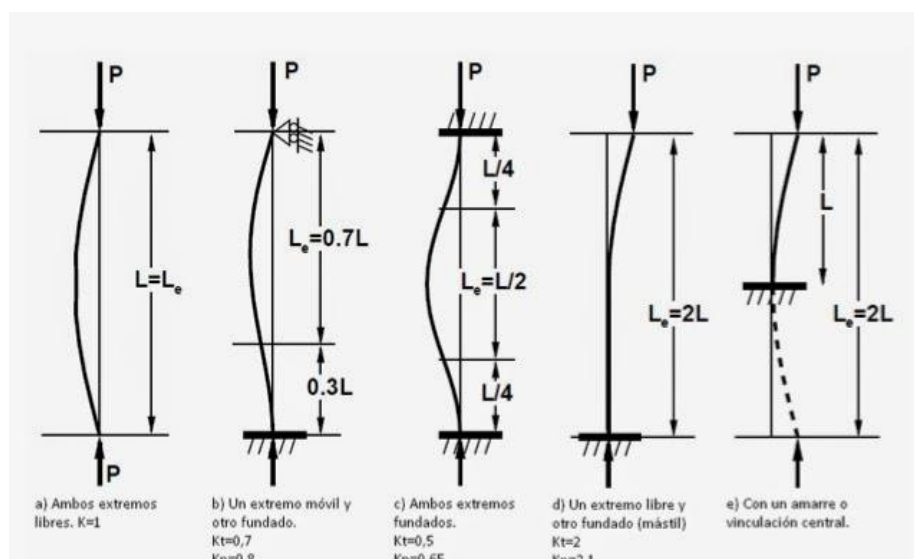


Figura 6.33. Longitudes efectivas y factores de longitud efectiva para columnas ideales

En nuestro caso la barra CD tendrá la siguiente longitud de pandeo (L_p) si consideramos un coeficiente de esbeltez con valor $b = 0,7$:

$$L_p = L \cdot b$$

$$L_p = 597 \text{ mm} \cdot 0,7 = 417,9 \text{ mm}$$

Para el cálculo de pandeo en barras sometidas a axial excéntrico o axial y momento, aplicaremos la misma expresión correspondiente a axial centrado, aunque la barra deflactará más debido a la flexión producida:

$$P_{cr} = \frac{2,046 \cdot \pi^2 \cdot EI}{L^2}$$

$$P_{cr} = \frac{2,046 \cdot \pi^2 \cdot 210.000 \text{ N/mm}^2 \cdot 195.000 \text{ mm}^4}{(597 \text{ mm})^2} = 2320,12 \text{ kN}$$

Se concluye que no existe problema de pandeo en dicho tramo de barra ante las sollicitaciones sometidas. Igualmente, se deduce que, aunque cambiasen las condiciones de sustentación en sus extremos y por lo tanto, cambiase la longitud efectiva, los resultados obtenidos seguirían siendo muy superiores al axil al que está sometida la barra.

➤ VÁSTAGO DEL ACTUADOR

Diámetro normalizado del vástago $\varnothing 30$

$$I = \frac{d^4 \cdot \pi}{64} = 39.760,78202 \text{ mm}^4 \rightarrow 39.761 \text{ mm}^4$$

$$F = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{\nu \cdot L_k^2} \rightarrow$$

$$F = \frac{\pi^2 \cdot 210.000 \cdot 39.761 \text{ mm}^4}{3,5 \cdot 15.000^2} = 40999,1 \text{ kN}$$

$$F = 40999,1 \text{ kN} > 15.000 \text{ N}$$

Se concluye que no existe problema de pandeo en vástago del actuador ante las sollicitaciones sometidas. Igualmente, se deduce que, aunque cambiasen las condiciones de sustentación en sus extremos y por lo tanto, cambiase la longitud efectiva, los resultados obtenidos seguirían siendo muy superiores al axil al que está sometido el vástago.

CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE LOS PASADORES

Material de los pasadores: **Acero F1140 laminado en frío**

Límite de elasticidad longitudinal Pasador (σ_e) = 531 N/mm²

Coeficiente de minoración del material (γ_s) = 1,1

Tensión axial admisible Pasador (σ_{adm}) = $\sigma_e / \gamma_s = 482,7$ N/mm²

➤ **Calculo de la Tensión tangencial admisible de los Pasadores:**

A falta de información sobre el límite elástico tangencial (τ_e) del material Acero F1140, se ha optado aplicar Von Mises directamente a la resistencia del material, para la comprobación a cortante puro de los pasadores. Por lo tanto, se ha estimado como tensión admisible tangencial (τ_{adm}) aquella obtenida de la tensión admisible axial (σ_{adm}) partiendo de la siguiente expresión genérica de Von Mises:

$$\sigma_{xeq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

$$\sigma_x = 0$$

$$\sigma_{xeq} = \sqrt{3 \cdot \tau^2}$$

$$\tau^2 = \frac{\sigma_{xeq}^2}{3}$$

$$\tau = \sqrt{\frac{\sigma_{xeq}^2}{3}}$$

Si aplicamos en σ_{eq} la tensión σ_{adm} obtenemos τ_{adm} .

$$\tau_{adm}' = \frac{\sigma_{adm}}{\sqrt{3}}$$

$$\tau_{adm}' = \frac{482,7 \text{ N/mm}^2}{\sqrt{3}} = 278,68 \text{ N/mm}^2$$

Igualmente, se considera un factor de seguridad estimado en 3:

$C_s \rightarrow$ Coeficiente de seguridad

$$C_s = 3$$

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_{adm}'}{C_s}$$

$$\tau_{adm} = \frac{278,68 \text{ N/mm}^2}{3} = 92,89 \text{ N/mm}^2$$

➤ Determinación de los diámetros

Para reducir los costes de fabricación del mecanismo y facilitar el mantenimiento y reparación del mismo, se ha decidido instalar el igual diámetro de pasador en todas las uniones del mecanismo.

Por lo tanto, se procede a calcular entre estos, aquel diámetro más idóneo para todo el mecanismo, buscando aquella sección sometida a máximo cortante. Una vez hallado, se comprobará posteriormente si dicho diámetro cumple en todas las uniones a aplastamiento.

UNIÓN BARRA BC-VÁSTAGO ACTUADOR

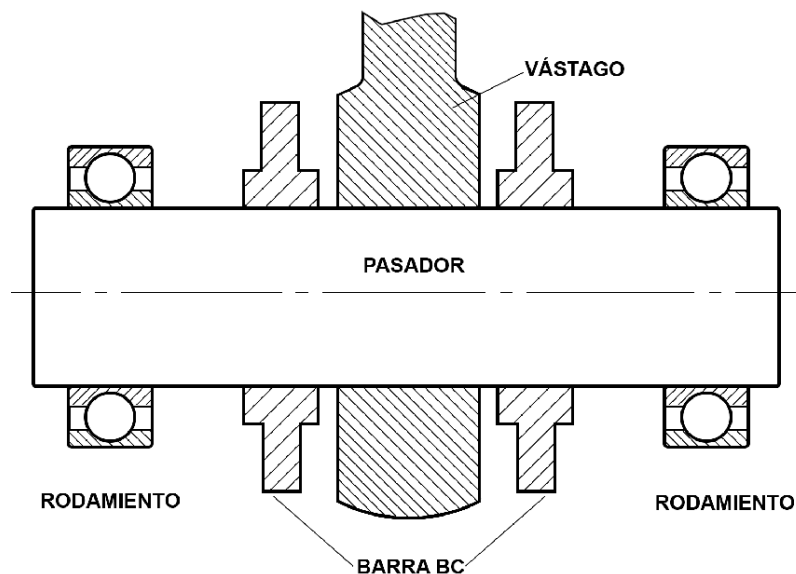


Figura 6.34. Barra BC-Vástago actuador lineal

Sección en PLANTA:

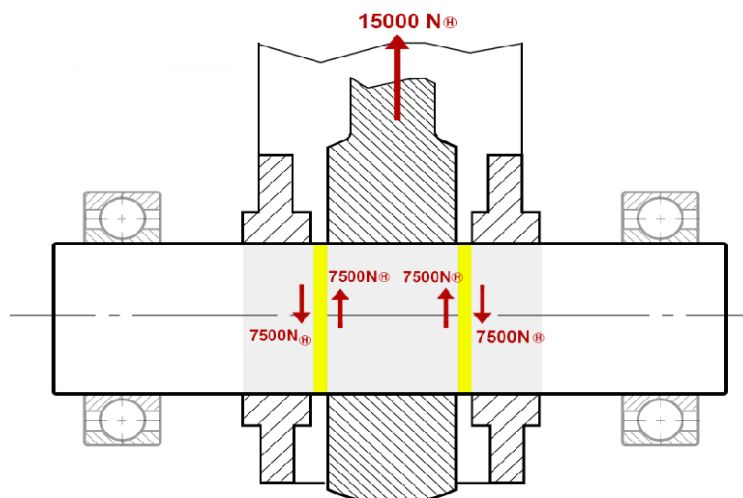


Figura 6.35. Barra BC-Vástago actuador lineal. SECCIÓN A

Sección en ALZADO:

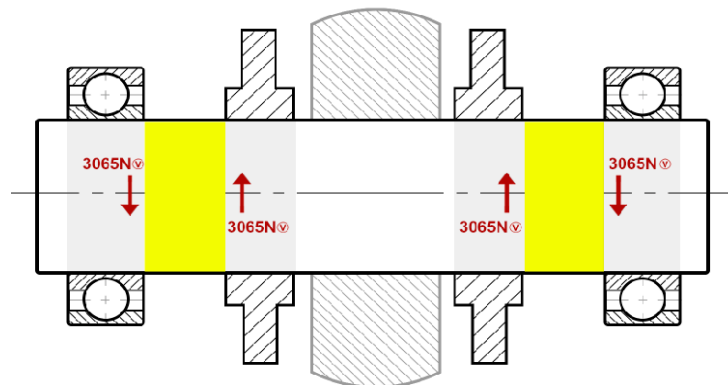


Figura 6.35. Barra BC-Vástago actuador lineal. SECCIÓN B

Como puede observarse en las dos figuras, existen dos secciones que se somete el pasador a esfuerzo de cortante. La sección A afronta un cortante horizontal de 7500 N, y la sección B un cortante vertical de 3065N. Por lo tanto, en esta unión la sección más tensionada corresponde a la **Sección A**.

UNIÓN BARRA AC – BANCADA

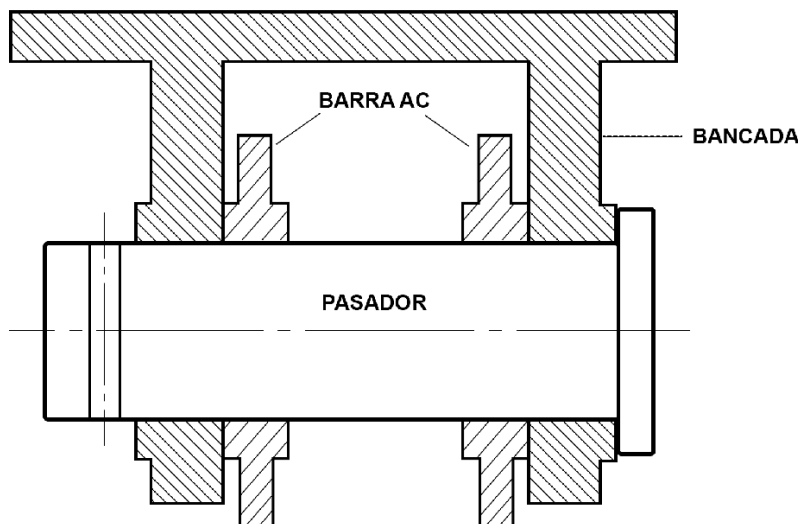


Figura 6.36. Barra AC-Bancada

En esta unión solo existe dos finas secciones iguales donde se somete el pasador a Cortante Puro. Estas secciones, resaltadas de amarillo en las siguientes figuras, se localizan entre las superficies en contacto de las pletinas de la barra AC y la bancada, y esquematizan los componentes horizontal y vertical del cortante transmitido con unos valores de 7500N y 3065N respectivamente.

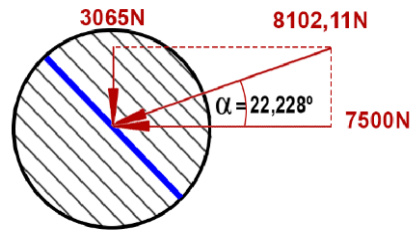


Figura 6.37. Barra AC-Bancada. PLANO DE CORTE

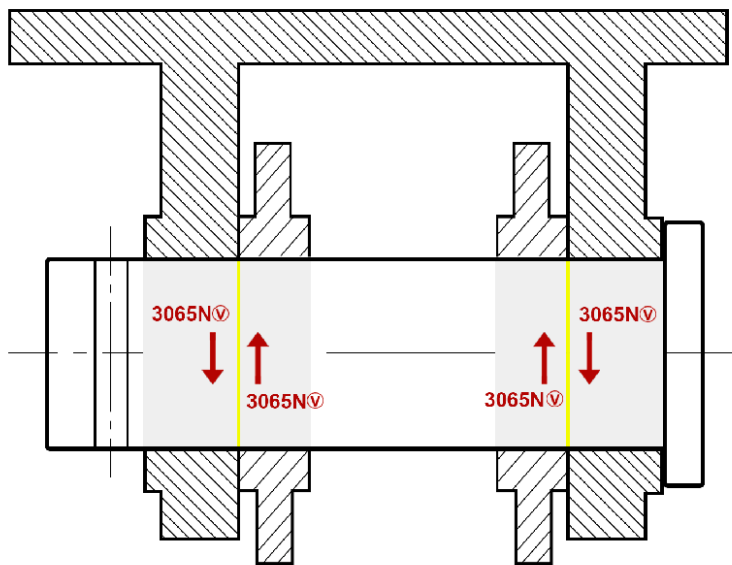


Figura 6.38. Barra AC-Bancada. SECCIÓN ALZADO

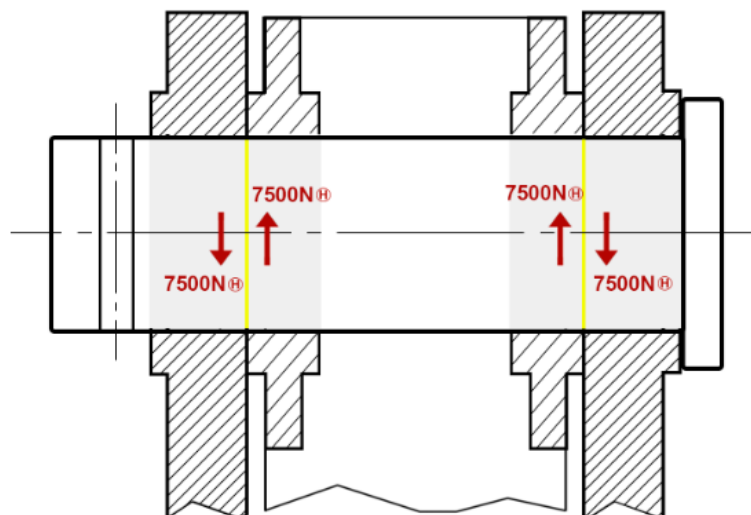


Figura 6.39. Barra AC-Bancada. SECCIÓN EN PLANTA

Analizada esta unión se comprueba que únicamente existe una sección sometida a cortante, con una magnitud de 8.102,11N, siendo por ahora la sección más tensionada en el mecanismo y candidata a ser objeto de comprobación.

UNIÓN ACTUADOR-BANCADA

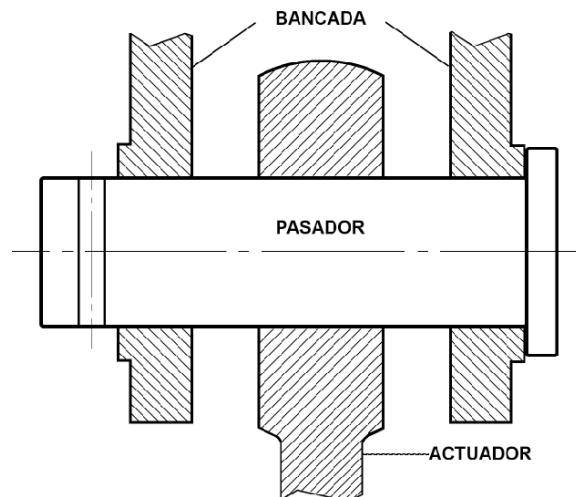


Figura 6.40. Actuator-Bancada

En esta unión, encontramos valores a cortantes idénticos a los hallados en la unión barra AC-pasador-bancada. Por lo tanto, no serán objeto de comprobación al no presentar magnitudes superiores a las secciones de la unión BARRA AC-BANCADA.

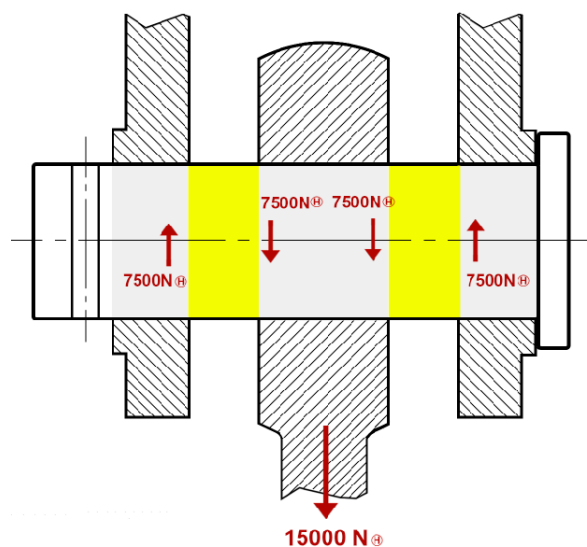
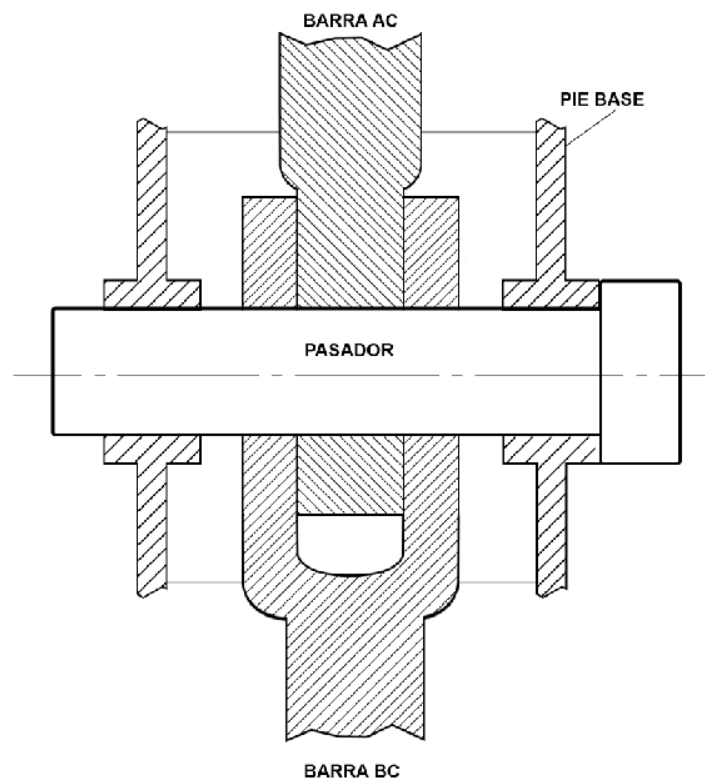
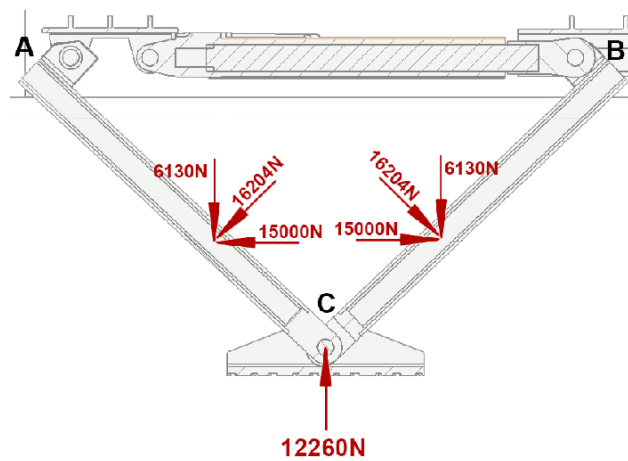
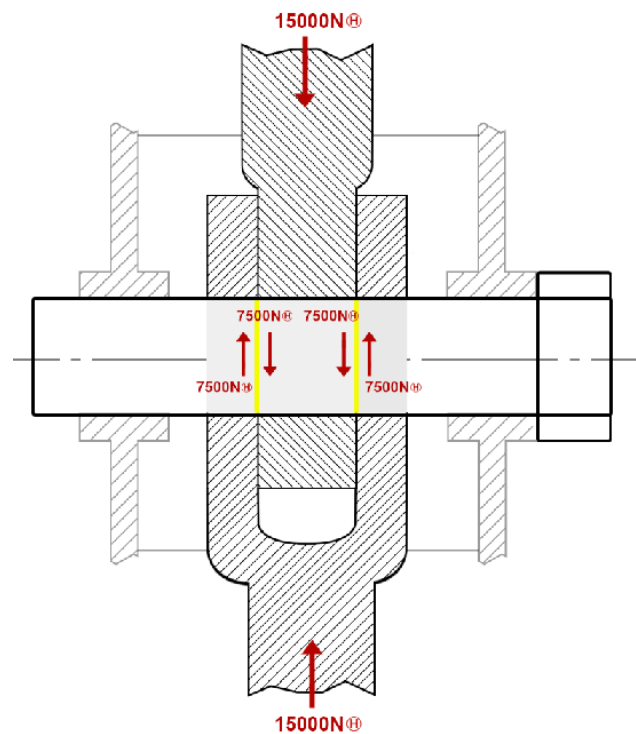


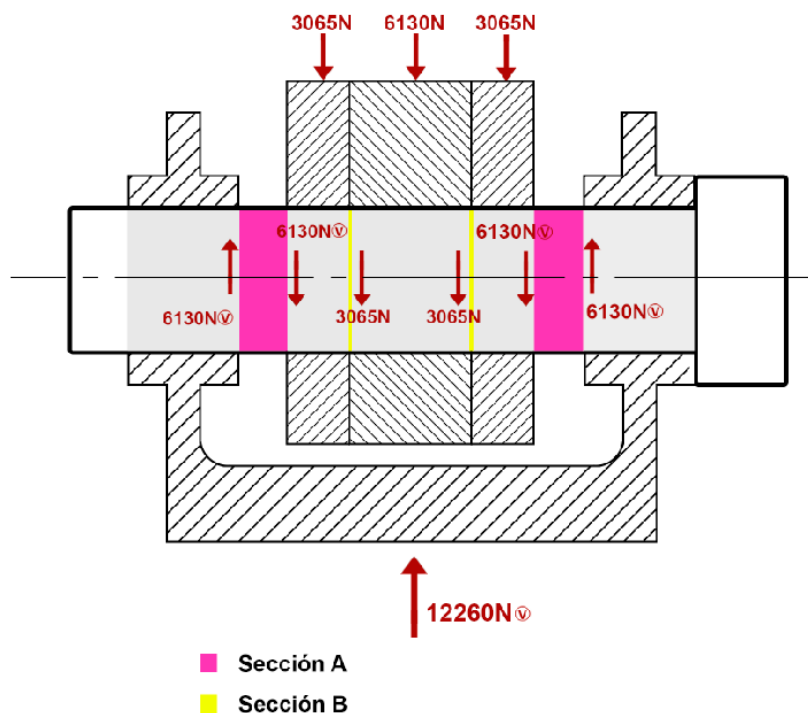
Figura 6.41. Actuator-Bancada. SECCION ALZADO

UNIÓN BARRAS AC-BC-PIE**Figura 6.42.** Barras AC-BC-Pie**Figura 6.43.** Barras AC-BC-Pie. Cargas transmitidas en las barras

La siguiente sección en planta muestra únicamente los componentes horizontales de las cargas que transmiten las dos barras. Se han resaltado en amarillo las dos secciones críticas (Secciones A) que soportan un cortante horizontal de 7500 N.

Figura Sección en PLANTA**Figura 6.44.** Barras AC-BC-Pie. SECCIÓN A

Por otro lado, la sección en alzado muestra los componentes verticales y las resultantes de las cargas procedentes de las dos barras. Se han localizado dos secciones críticas: Las secciones A anteriormente descritas transmiten un cortante vertical de 3065N que se tendrá de calcular junto el cortante horizontal de 7500N ya mencionado. Las secciones B transmiten únicamente un cortante vertical de 6130 N, no existiendo cortante horizontal en ellas.

**Figura 6.45.** Barras AC-BC-Pie. SECCIÓN B

La sección A ha de soportar los mismos valores que la correspondiente a la UNIÓN PLETINA-PASADOR-BANCADA de la barra AC.

La sección B se considera aceptada y comprobada ya que solo afronta un cortante de 6130N, inferior a valores ya detectados en otras secciones y uniones.

➤ CÁLCULO Y COMPROBACION

- Secciones a considerar

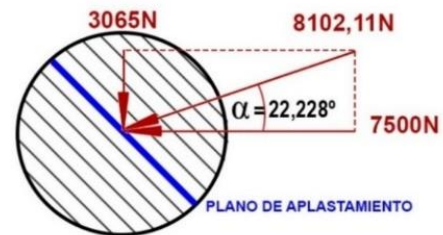
Analizados los pasadores de todo el mecanismo, se han localizado dos secciones que presentan los máximos esfuerzos a cortante con relación a las demás secciones estudiadas. Estas dos secciones soportan idénticos valores máximos a cortante y son, por lo tanto, las candidatas a comprobación y determinación del diámetro del pasador:

- Sección en UNIÓN BARRA AC - BANCADA
- Sección A en UNIÓN BARRAS AC - BC - PIE

- Cálculo

El esfuerzo cortante a la que se somete ambas secciones tiene una resultante de 8102,11N.

Se procede a calcular el radio que resultaría necesario si se hace llegar al pasador, en dichas secciones, a su límite tensional delante del esfuerzo cortante sometido.



$$\tau = \frac{T}{A} \quad ; \quad A = \frac{T}{\tau}$$

$$A = \frac{8102,11N}{92,89 N/mm^2} = 87,23 mm^2$$

$$A = \pi \cdot r^2 \quad ; \quad r = \sqrt{\frac{A}{\pi}}$$

$$r = \sqrt{\frac{87,23}{\pi}} = 5,26$$

$$\varnothing = 10,52 mm$$

Se concluye, que la sección mínima necesaria de pasador para soportar el esfuerzo cortante máximo encontrado en los pasadores de todo el mecanismo, requiere un diámetro de 10,52mm o un área de 87,23 mm².

Dado que en dos de los pasadores presentes interviene el actuador, el cual se comercializa con un **diámetro normalizado de 20mm**, se adopta esta medida como el diámetro estándar para todos los pasadores del mecanismo.

Se procede a calcular la tensión a cortante que se somete realmente a los pasadores en sus secciones más solicitadas:

$$\tau = \frac{T}{A} \quad A = \pi \cdot r^2 = \pi \cdot 10^2 \text{ mm}^2 = 314,159 \text{ mm}^2$$

$$A = \frac{8102,11 \text{ N}}{314,159 \text{ mm}^2} = 25,8 \text{ N/mm}^2 < \tau_{adm} 92,89 \text{ N/mm}^2$$

Puede considerarse que los pasadores trabajaran en circunstancias normales a un máximo del 27% de su capacidad resistente, dentro del régimen elástico.

➤ FALLO POR APLASTAMIENTO

Se procede a comprobar a aplastamiento todas las uniones del mecanismo, buscando en cada una de ellas las zonas con mayor cortante y donde intervienen materiales menos resistentes. Se ha de hacer hincapié en el hecho que en cada comprobación a aplastamiento intervienen dos materiales, el acero del propio pasador y el acero del otro elemento con el que se transfiere esfuerzo. El cálculo se realizará, por lo tanto, con el material que ofrece una tensión admisible axial menor.

Tal como se ha hecho anteriormente con la comprobación de las secciones de los pasadores, se considera aplicar un coeficiente de seguridad de 3 para el esfuerzo axil.

A continuación, se listan las tensiones admisibles a axial de los diferentes elementos del mecanismo:

COMPONENTE	MATERIAL	LÍMITE ELÁSTICO	σ_{adm}
Pasador	EN 10087 (11SMnPb30), Galvanizado	600 N/mm ²	545,4 N/mm ²
Barras	Acero F1130	462 N/mm ²	420 N/mm ²
Bancada	Acero F1140	531 N/mm ²	482,7 N/mm ²
Pie	Acero F1140	531 N/mm ²	482,7 N/mm ²
Actuador	EN 10087 (11SMnPb30), Galvanizado	600N/mm ²	545,4 N/mm ²

Tabla 19. Datos técnicos de las tensiones admisibles

UNIÓN BARRA BC-VASTAGO ACTUADOR

En esta unión existen cinco zonas donde se somete el pasador y los elementos adjuntos a esfuerzo de aplastamiento:

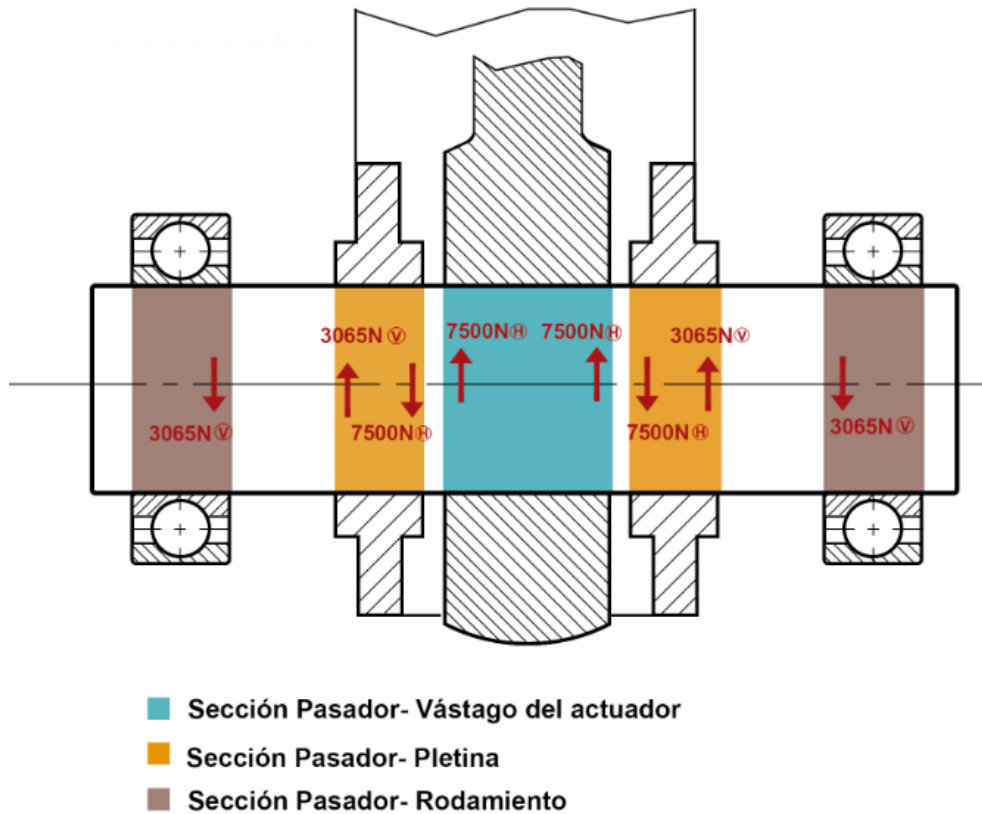


Figura 6.46. Barra BC-Vástago actuador

Unión pasador- vástago del actuador

La tensión axil que obtenemos en el siguiente cálculo, ha de ser menor a la tensión axial admisible (σ_{adm}) del acero del pasador o del actuador, ya que ambos tienen la misma tensión admisible.

Tensión axil admisible pasador (σ_{adm}) = 545,4 N/mm²

Tensión axil admisible vástago actuador (σ_{adm}) = 545,4 N/mm²

Para la comprobación a aplastamiento se calcula el área proyectada perpendicular a la dirección de la carga 15.000 N.

$$A_{proyect} = 20 \text{ mm} * 20\text{mm} = 400\text{mm}^2$$

- **Comprobación**

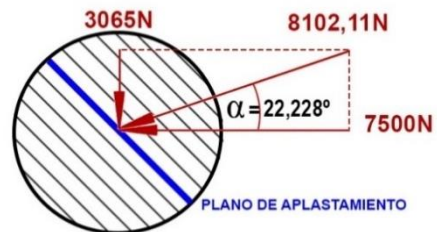
$$\sigma = \frac{N \cdot CoefSeg}{A_{proyect}}$$

$$\sigma = \frac{15.000 \text{ N} \cdot 3}{400 \text{ mm}^2} = 112,5 \text{ N/mm}^2 < \text{Tensión admisible del vástago o pasador}$$

Por lo tanto, ni el pasador ni el vástago del actuador sufrirán aplastamiento, ya que en ambos casos no se alcanza la tensión axial admisible de cada material.

Unión Pasador- Pletina

Tal como puede observarse en la siguiente figura, esta unión entre el pasador y cada una de las dos pletinas tiene un cortante compuesto de dos componentes horizontal y vertical, dando una resultante de 8102,11N y un ángulo de aplastamiento de 22,228°.



Tensión axial admisible pasador $\sigma_{adm} = 545,4 \text{ N/mm}^2$

Tensión axial admisible Pletina $\sigma_{adm} = 420 \text{ N/mm}^2$

$$A_{proyect} = 11 \text{ mm} \cdot 20 \text{ mm} = 220 \text{ mm}^2$$

- **Comprobación**

$$\sigma = \frac{N \cdot CoefSeg}{A_{proyect}}$$

$$\sigma = \frac{8102,11 \text{ N} \cdot 3}{220 \text{ mm}^2} = 110,46 \text{ N/mm}^2 < \text{Tensión admisible de la pletina}$$

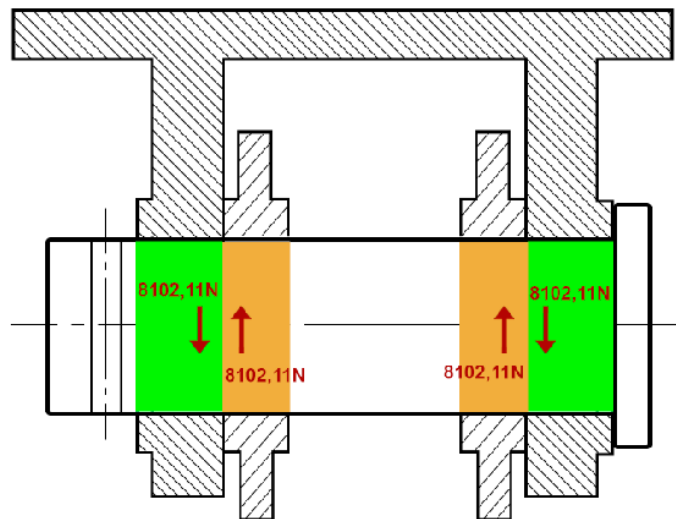
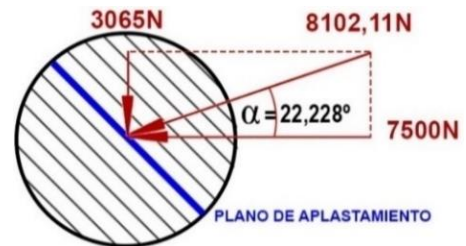
Por lo tanto, ni el pasador ni la pletina sufrirán aplastamiento, ya que en ambos casos no se alcanza la tensión axial admisible de cada material.

Unión pasador- rodamiento

No se realizarán cálculos de comprobación, ya que los realizados anteriormente, producto de cargas muy superiores ya cumplen, además que se considera que no existe aplastamiento como tal entre el pasador y dicho rodamiento.

UNIÓN BARRA AC-BANCADA

En este caso existen cuatro tramos de unión que se somete el pasador, la bancada y las pletinas a esfuerzo de aplastamiento. En todas ellas se transmite un componente a cortante horizontal de 7.500N y un componente vertical de 3.065N. En cálculos anteriores sometidos a idénticos componentes, se ha obtenido la resultante a cortante de 8102,11 N, valor a considerar en la comprobación a aplastamiento:



■ Sección Pasador- Pletina

■ Sección Pasador- Bancada

Figura 6.47. Barra AC-Bancada

Unión Pasador- Pletina

En las comprobaciones del pasador con la barra BC, existe la unión Pasador-Pletina con idénticas cargas y dimensiones que el objeto de esta comprobación. Por lo tanto, se da por calculada y comprobada.

Unión Pasador- Bancada

La tensión axial que obtenemos en el siguiente cálculo, ha de ser menor a la tensión axial admisible (σ_{adm}) del acero de la bancada al tratarse la de menor tensión admisible.

Tensión axil admisible pasador $\sigma_{adm} = 545,4 \text{ N/mm}^2$

Tensión axil admisible Pletina $\sigma_{adm} = 482,7 \text{ N/mm}^2$

$$A_{proyect} = 12 \text{ mm} \cdot 20 \text{ mm} = 240 \text{ mm}^2$$

- Comprobación**

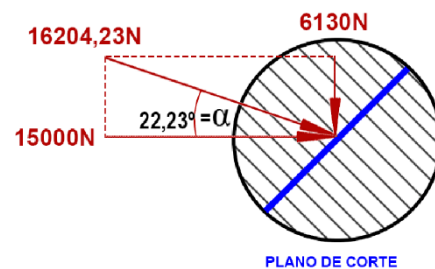
$$\sigma = \frac{N \cdot CoefSeg}{A_{proyect}}$$

$$\sigma = \frac{8102,11 \text{ N} \cdot 3}{240 \text{ mm}^2} = 101,28 \text{ N/mm}^2 < \text{Tensión admisible de la bancada}$$

PASADOR BARRA AC-BC-PIE

Unión Pasador- Bisagra Barra BC

La unión entre el pasador y la Barra BC, presenta a cortante unos componentes horizontales de 15.000N y vertical de 6.130N, resultando, tal como se indica en la figura, una resultante de 16.204,23N.



Tensión axil admisible Pasador $\sigma_{adm} = 545,4 \text{ N/mm}^2$

Tensión axil admisible Barra $\sigma_{adm} = 420 \text{ N/mm}^2$

$$A_{proyect} = 20 \text{ mm} \cdot 20 \text{ mm} = 400 \text{ mm}^2$$

$$\sigma = \frac{N \cdot CoefSeg}{A_{proyect}}$$

$$\sigma = \frac{16.204,23 \text{ N} \cdot 3}{400 \text{ mm}^2} = 121,53 \text{ N/mm}^2 < \text{Tensión admisible de la barra}$$

Por lo tanto, ni el pasador ni la barra sufrirán aplastamiento en esta unión, ya que en ambos casos no se alcanza la tensión axil admisible de cada material.

Unión Pasador- Bisagra Barra AC

La unión entre el pasador y la Barra AC, presenta dos zonas a cortante objeto de comprobación a aplastamiento. Cada una soporta un cortante con unos componentes horizontal de 7.500N y vertical de 3.065N, generando una resultante de 8.102,11 N.

Tensión axil admisible Pasador $\sigma_{adm} = 545,4 \text{ N/mm}^2$

Tensión axil admisible Barra $\sigma_{adm} = 420 \text{ N/mm}^2$

$$A_{proyect} = 10 \text{ mm} \cdot 20 \text{ mm} = 200 \text{ mm}^2$$

$$\sigma = \frac{N \cdot CoefSeg}{A_{proyect}}$$

$$\sigma = \frac{8.102,11 \text{ N} \cdot 3}{200 \text{ mm}^2} = 121,53 \text{ N/mm}^2 < \text{Tensión admisible de la barra}$$

Por lo tanto, ni el pasador ni la barra sufrirán aplastamiento en esta unión, ya que en ambos casos no se alcanza la tensión axil admisible de cada material.

Unión Pasador- Pie:

La actual comprobación correspondiente al encuentro entre el pasador y el pie, solo sufre un esfuerzo de 6.130N y el área de aplastamiento es de 20mm · 18mm. Se considera comprobada y aceptada, debido a su pequeña carga, tensión admisible elevada y mayor dimensión que en las comprobaciones anteriormente realizadas y aceptadas.

Tensión axil admisible Pasador $\sigma_{adm} = 545,4 \text{ N/mm}^2$

Tensión axil admisible Pie $\sigma_{adm} = 482,7 \text{ N/mm}^2$

UNIÓN ACTUADOR-BANCADA

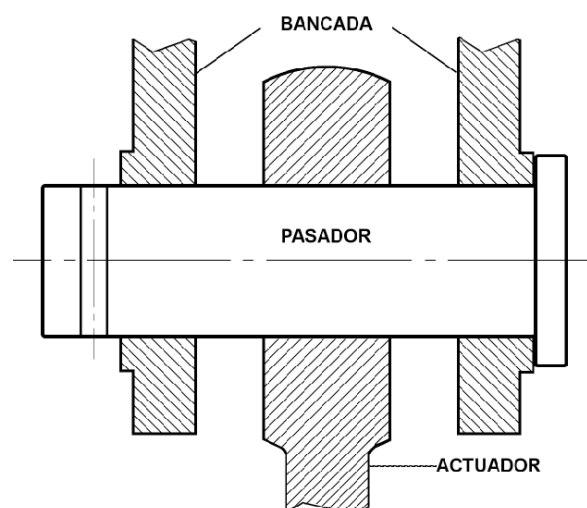


Figura 6.48. Actuator- Bancada

Unión Pasador- Vástago actuador:

Esta unión se considera comprobada y aceptada ya que coincide en valores de esfuerzos, dimensiones y tensiones admisibles a la misma unión que se produce en la Barra BC con el vástago del actuador.

Unión Pasador- Bancada:

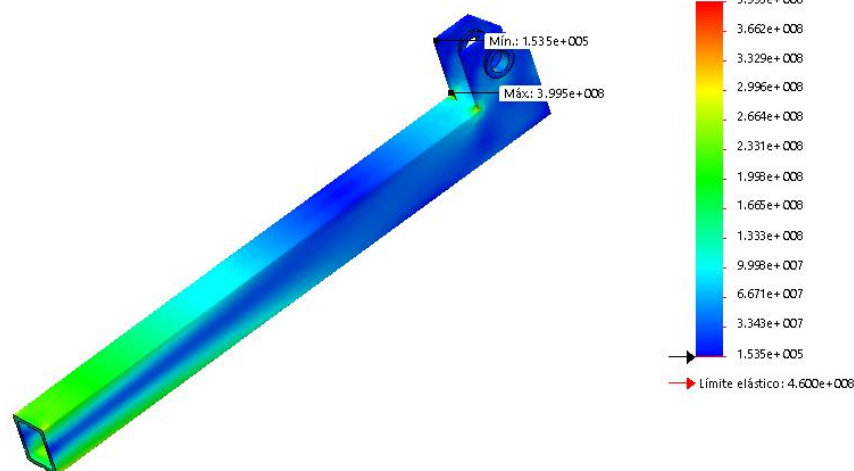
Esta unión también se considera comprobada y aceptada ya que existe una unión muy parecida en la Barra AC con la misma bancada, coincide dimensiones y tensiones admisibles y soporta favorablemente mayores esfuerzos.

7.5. ESTUDIOS EN SOLIDWORKS

En este apartado se llevarán a cabo la comprobación de resistencia de los componentes más solicitados de la estructura del elevador, tomando como referencia los resultados obtenidos del estudio analítico de la posición más desfavorable obtenidos en el apartado de cálculos.

Barras:

Nombre del modelo: Barra
Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 1
Volumen (Elemento/Geométrico) = 100.00 %/ 100.00 %



Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	6130	15000	-0.0873413	16203.7
Momento de reacción (N.m)	0	0	0	0

Tabla 20. Resultantes de estudio de tensiones en una barra. SOLIDWORKS

En el caso de las barras se ha empleado el **Acero F1130** que tiene un límite elástico de 462 N/mm²

Las cargas se han establecido en los agujeros del pasador, ya que en este caso es la zona donde más se requiere la comprobación debido a su dimensionamiento y forma. Como parte fija se aplicó en la parte inferior de la barra.

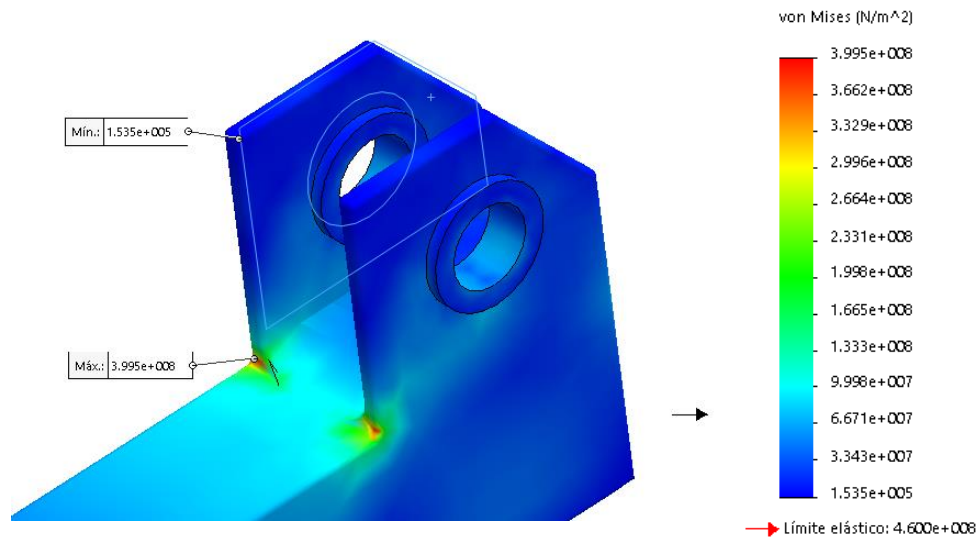
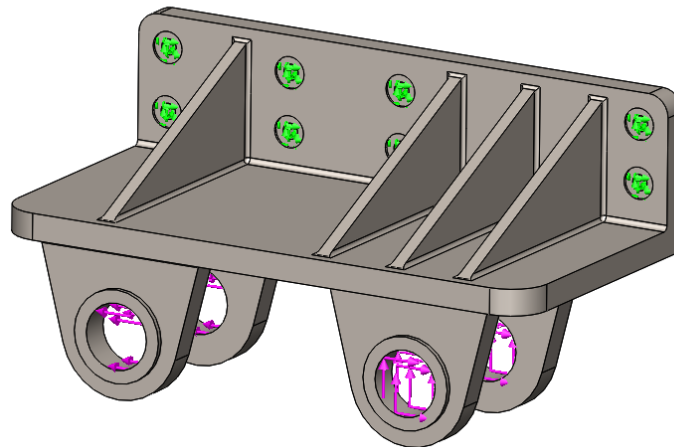


Figura 6.49. Resultantes de estudio de tensiones sobre las pletinas de la una barra. SOLIDWORKS

Como se observa en la imagen las cargas no superan las tensiones admisibles del material por lo que el perfil se encuentra correctamente dimensionado.

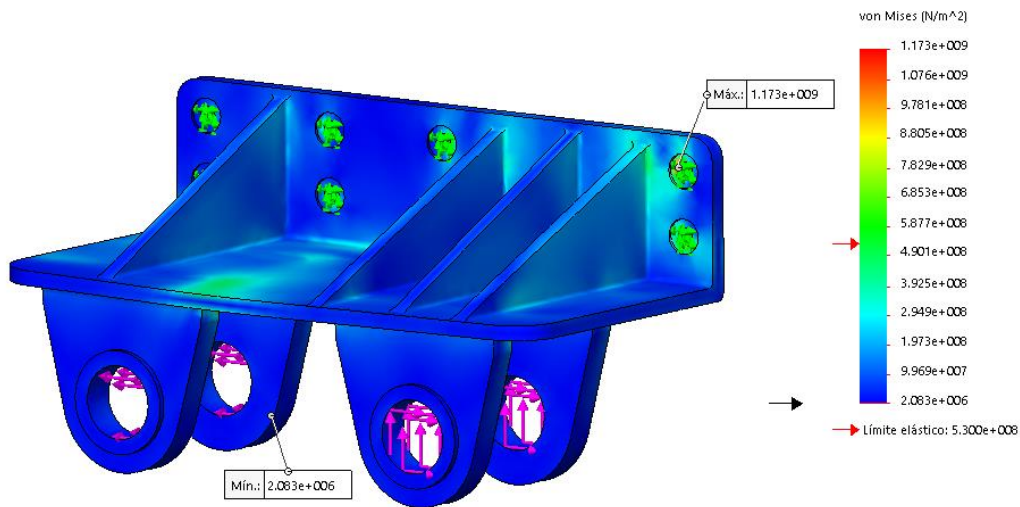
Bancada de elementos fijos:



Se ha empleado el **Acero F1140** que tiene un límite elástico de 531 N/mm².

Las cargas se han situado en los agujeros de los pasadores y las fijaciones en los puntos de apoyo con el espaldar del bastidor, el cual va atornillado directamente a este.

Nombre del modelo: Pletina
Nombre de estudio: Análisis estático 1 (Pre determinado)
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 1
Volumen (Elemento/Geométrico) = 100.00 % / 100.00 %

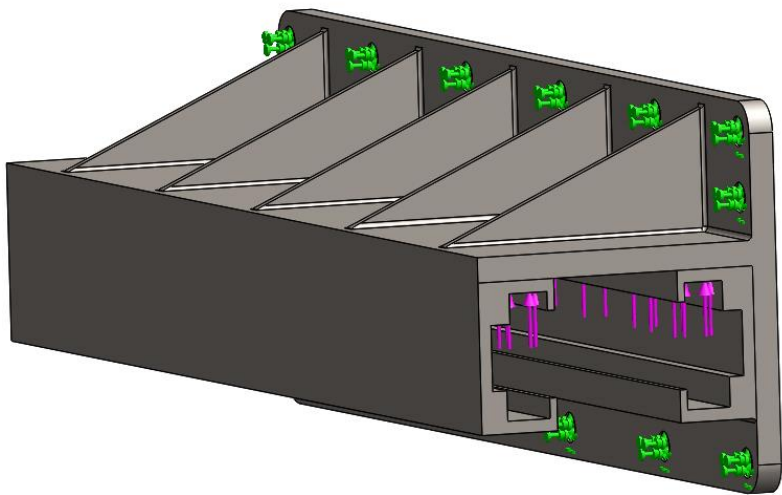


Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	-6129.9	0.132988	-0.210632	6129.9
Momento de reacción (N.m)	0	0	0	0

Tabla 21. Resultantes de estudio de tensiones en bancada fija. SOLIDWORKS

Como se observa en la imagen las cargas no superan las tensiones admisibles del material por lo que el perfil se encuentra correctamente dimensionado.

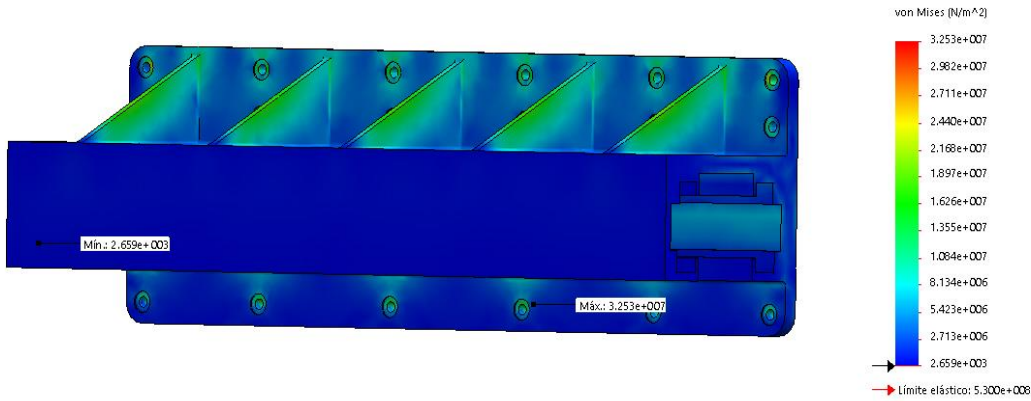
Bancada elementos móviles:



Se ha empleado el **Acero F1140** que tiene un límite elástico de 531 N/mm². Las cargas se han situado en el carril de rodamientos con una fuerza contraria a la de la gravedad, ya que es donde se empleará más carga una vez el mecanismo alcance

el suelo. Las fijaciones se establecieron en el espaldar donde va atornilla directamente al bastidor.

Nombre del modelo: Bancada 3
Nombre de estudio: Análisis estático 1 (Predeterminado)
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 1
Volumen (Elemento/Geométrico) = 100.00%/100.00 %



Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	0.0253669	-6130	-0.00612211	6130.07
Momento de reacción (N.m)	0	0	0	0

Tabla 22. Resultantes de estudio de tensiones en bancada móvil. SOLIDWORKS

Nombre del modelo: Bancada 3
Nombre de estudio: Análisis estático 1 (Predeterminado)
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 1
Volumen (Elemento/Geométrico) = 4.35 %/0.90 %

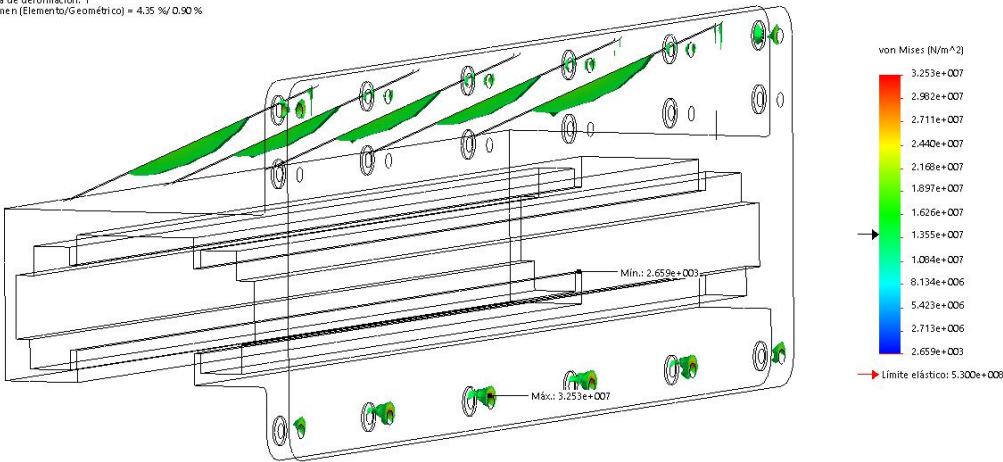
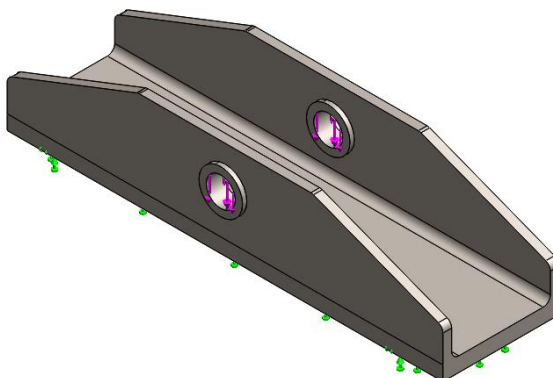


Figura 6.50. Resultantes de estudio de tensiones sobre la bancada móvil. SOLIDWORKS

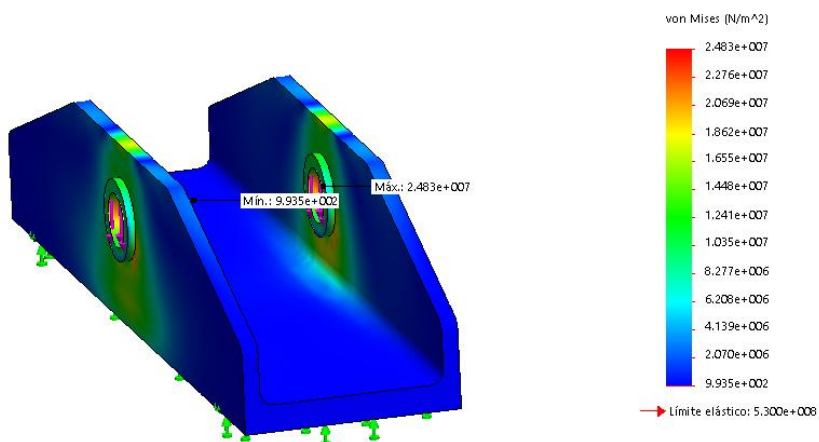
Como se observa en la imagen las cargas no superan las tensiones admisibles del material por lo que el perfil se encuentra correctamente dimensionado. Los puntos que pueden determinarse como más tensionados se encuentran en los orificios inferiores que se atornillan al bastidor como se observa en la imagen.

Pie

Se ha empleado el mismo material que las bancadas, **Acero F1140** que tiene un límite elástico de 531 N/mm².

Las cargas se han situado en los agujeros del pasador, ya que es donde se empleará más carga cuando el mecanismo toca el suelo. Las fijaciones se establecieron en el espaldar de ser atornilla directamente al bastidor.

Nombre del modelo: Pie base elevador
Nombre de estudio: Análisis estático 1 (Predeterminado-)
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 1



Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	0.026267	12260	0.0167534	12260
Momento de reacción (N.m)	0	0	0	0

Tabla 23. Resultantes de estudio de tensiones en el Pie. SOLIDWORKS

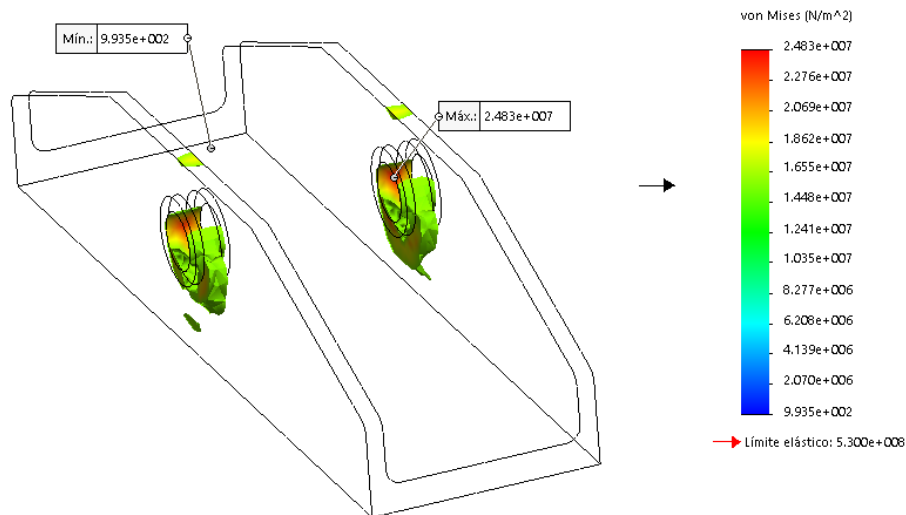


Figura 6.51. Resultantes de estudio de tensiones sobre el pie. SOLIDWORKS

Como se observa en la imagen las cargas no superan las tensiones admisibles del material por lo que el perfil se encuentra correctamente dimensionado.

7.6. GRUPO ELÉCTRICO

Como es natural y pensando siempre en el impacto ambiental y en el aprovechamiento de sus funciones una de las principales características de haber elegido el Toyota Rav4 Hybrid, fue por su capacidad eléctrica, la cual permitiría tener un gran margen de diseño a la hora de integrar aparatos o mecanismos que necesiten energía eléctrica para su funcionamiento.

Aprovechando que se cuenta con un vehículo híbrido de gran capacidad energética todo el mecanismo montado en este, funcionara con energía eléctrica. Utilizando el sistema integrado en el propio vehículo se desviaría a través de un entramado de cables la energía necesaria para realizar los movimientos lineales del actuador.

A continuación, se destacarán las especificaciones técnicas eléctricas del motor del actuador y las capacidades de la batería del automóvil.

Actuador lineal modelo LA37 (Motor)

Motor a C.C (corriente continua), magnético permanente de 12 V.

Toyota Rav4 Hybrid 2WD Advance (Batería)

Consta de una batería convencional de coche de la marca VARTA y modelo "Blue dynamic" de 12 V y 95 Ah.

7.6.1. Consumo energético

El consumo energético y el cableado a utilizar vienen determinados por el motor interno del actuador seleccionado.

BATERIA (Toyota RAV4)

$$\begin{aligned} V &= 12 \text{ V} \\ I &= 95 \text{ A} \\ P &= 1140 \text{ W} \end{aligned}$$

$$P = V * I \rightarrow 12 * 95 = 1140 \text{ Wh}$$

MOTOR (Actuador lineal LA37)

$$\begin{aligned} V &= 12 \text{ V} \\ I &= 26 \text{ A} \\ P &= 312 \text{ W} \end{aligned}$$

$$P = V * I \rightarrow 12 * 26 = 312 \text{ Wh}$$

Como se puede observar la batería del vehículo tiene una capacidad adecuada para la puesta en marcha de actuador, teniendo en cuenta que el tiempo de uso de este a su máxima potencia no será muy elevado.

A continuación se calculará el tiempo podrá aguantar la batería del vehículo antes de que se agote, utilizando el actuador a su máxima potencia.

$$t = \frac{P_{Bateria}}{P_{Actuador}} = \frac{1140}{312} = 3,65 \text{ h} \quad 3,65 \text{ h} \rightarrow 3 \text{ h } 39'$$

El tiempo total que puede durar el mecanismo encendido realizando ciclos de empuje y tracción a su máxima capacidad sería de 3 horas y 39 minutos antes de que se agote la batería.

El tiempo que se ha previsto para levantar el mecanismo es de 30 segundos, y otros 20 segundos en volver a su posición de reposo, por lo tanto, la cantidad de batería que el mecanismo consume en realizar un ciclo completo representa el 0,37 % de la carga total de batería.

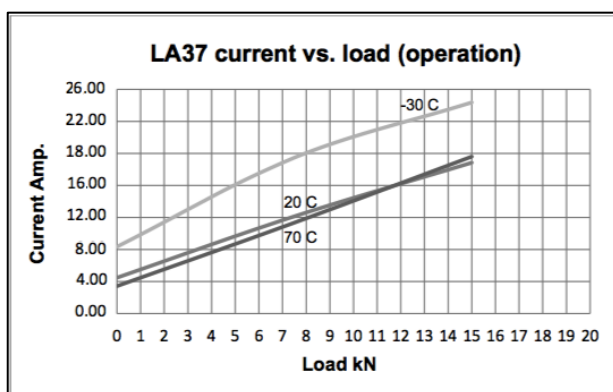


Figura 6.52. Diagrama capacidad / carga. Actuador LA37

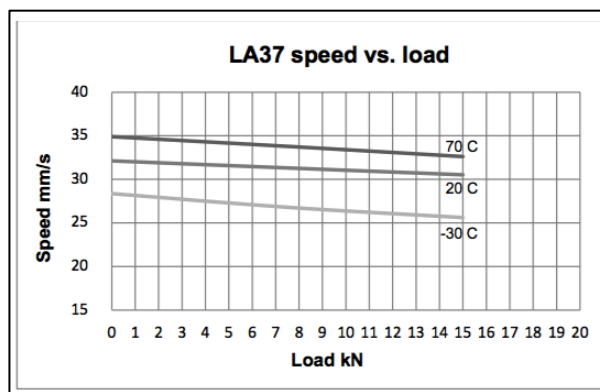


Figura 6.53. Diagrama velocidad / carga. Actuador LA37

Instalación eléctrica

La instalación eléctrica del sistema se diseña para garantizar el correcto funcionamiento del equipo y su seguridad, consta de todos los componentes normalizados pertinentes.

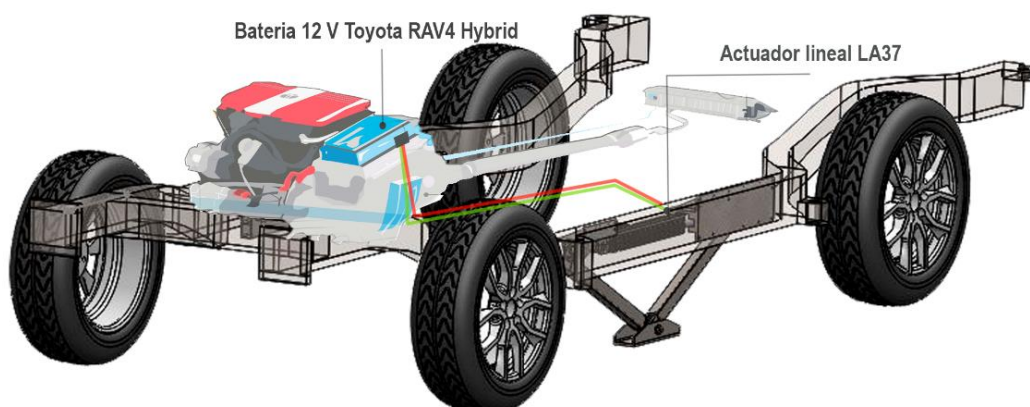


Figura 6.54. Ubicación de componentes y conexión interna.

En el mismo travesañ que va acoplado el mecanismo se añade una toma de corriente para poder conectar una pistola eléctrica.

La instalación del cableado del actuador viene dada por el fabricante el cual entrega junto a este un conjunto completo de cables comprendidos entre los calibres de 0,5 1,5 2 y 2,8 mm para conexiones internas y de 7 a 10 mm de diámetro para las conexiones a los bornes de la batería correspondientes, que otorgan una caída de tensión inferior al 1,5% y un coeficiente de seguridad de 2.

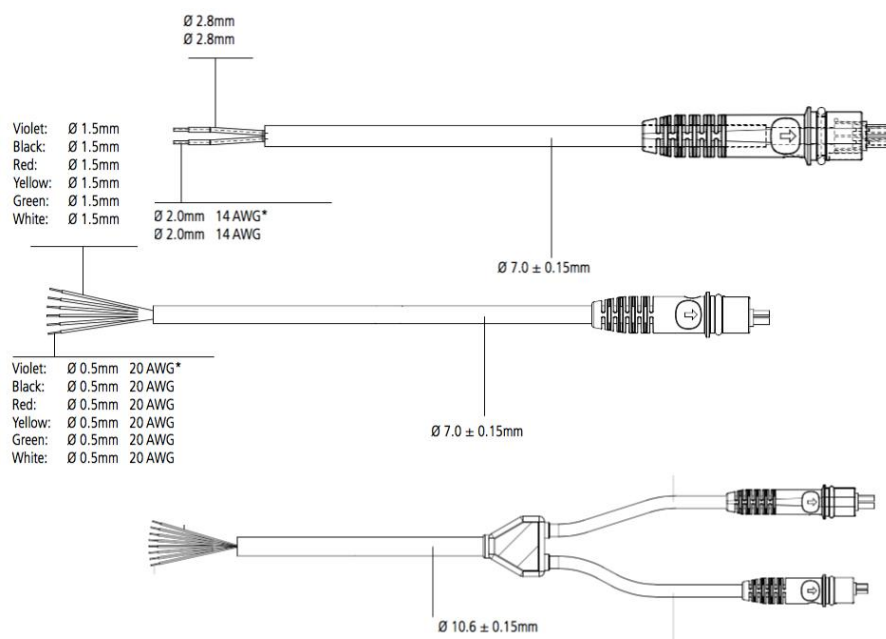


Figura 6.55. Medidas de cableado de Actuador lineal LA37.

Por otro lado, de seguridad se realiza una conexión con el circuito de freno de mano para condicionar el accionamiento del mecanismo hasta que el vehículo se encuentre en la posición correcta de estacionamiento o parado para poder desarrollar la acción con seguridad.

Sistema de control

El mecanismo consta de un sistema de control inalámbrico conformado por cuatro botones divididos en dos secciones para cada uno de los laterales del coche, que dan la señal de subida y bajada controlada por el usuario.

Cabe destacar que el actuador integra un sistema de auto bloqueo controlado por un software start/stop configurado para controlar la carrera, dando así un control total del mecanismo hasta que este alcance su desarrollo total 150 mm.

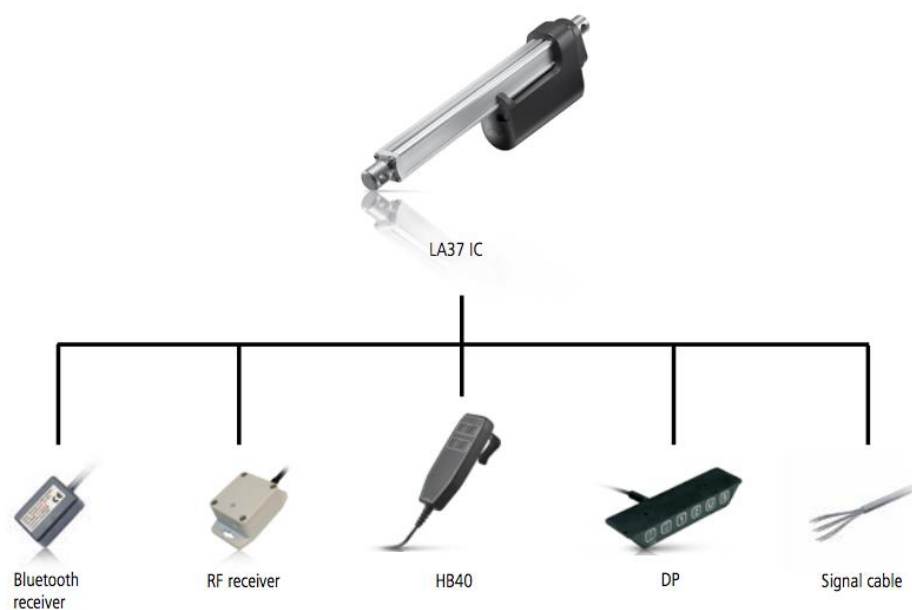


Figura 6.56. Componentes del sistema control a distancia del Actuador LA37.

7.7. FUNCIONAMIENTO

FUNCIONAMIENTO ELEVADOR AUTOMÁTICO

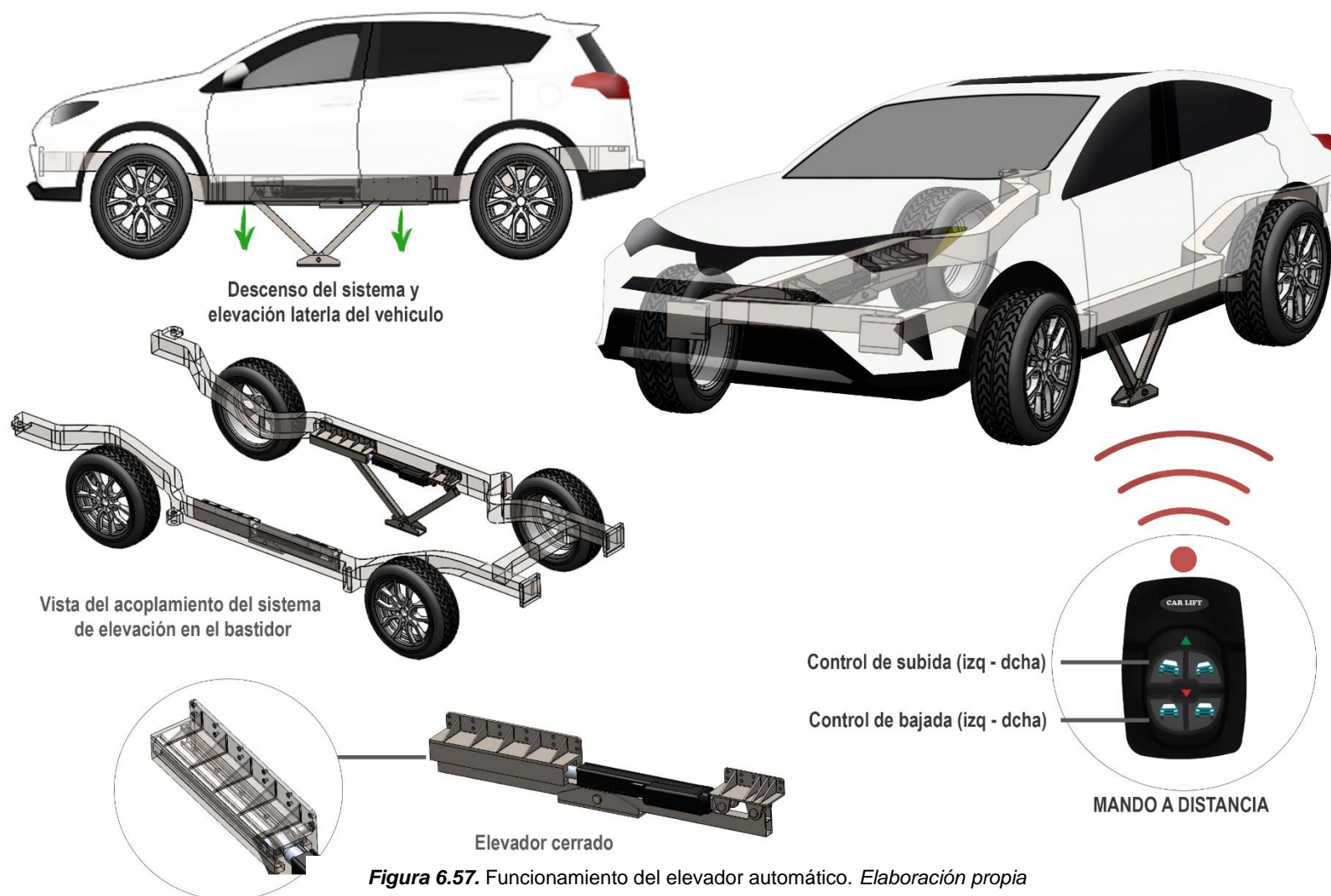


Figura 6.57. Funcionamiento del elevador automático. *Elaboración propia*

8. DISEÑO Y PROTOTIPO DEL EXTRACTOR DE LA RUEDA

8.2. SOLUCIONES TÉCNICAS

Para sustituir el funcionamiento de las llaves de tuerca a la hora de extraer las ruedas de un vehículo se opta por adjuntar una pistola eléctrica para poder quitar las tuercas con mayor facilidad y rapidez. Pero existen casos en los que solo quitar las tuercas no es suficiente ya que la llanta se queda acoplada al buje por mecanismos de adhesión debido a la corrosión u oxidación entre ellos, por eso la soluciones que se aplican son; en primer lugar, rebajar el diámetro interno de la llanta, exactamente el diámetro de acoplamiento entre llanta y buje, colocando entre ellos solo como medida de seguridad para no deformar el eje que se introduce en el interior del buje, un anillo o junta de caucho. El cual absorberá el esfuerzo máximo de las patas del extractor que se quiere diseñar, para que de esta manera empuje la llanta sin producir daños en el material de la llanta. Este extractor de llanta se acoplará a la pistola de impacto eléctrica regulable la cual ayudará a realizar la tensión necesaria para realizar un empuje hacia el exterior.

8.3. COMPONENTES PARA LA EXTRACCIÓN DE LA RUEDA

En casos favorables en el cual la extracción de la rueda se realice sencillamente una vez despojada de sus tuercas, únicamente se utilizará la pistola de impacto. Pero en el caso adverso en el que se encuentren complicaciones una vez extraídas las tuercas, se procederá a la extracción de la rueda por medio de la combinación de la pistola de impacto y el extractor, cabe destacar que los vehículos que dispongan de este kit deberán de poseer llantas con protección de un aro protector.

La extracción de la llanta se realizará con los siguientes componentes:



Figura 7.8-1. Componentes para la extracción

- Pistola eléctrica:

Se trata de una pistola de impacto eléctrica a 12 V con preselección digital de velocidad, variable entre los 80 a los 340 Nm, y consta de los vasos diametrales adecuados para la extracción de las tuercas, su adaptación de velocidades reduce su fuerza y velocidad de tal manera que la podemos utilizar como un taladro atornillador para su adaptación segura y eficaz al extractor de llanta.

DATOS TÉCNICOS	
Esfuerzo de torsión:	80 - máx. 340 Nm
Tensión de funcionamiento:	12 V DC
Fuente de alimentación:	A través de conexión 12 V coche o de una batería
Toma de arriba:	70 W
Fusible:	15 A
Accesorios:	adaptador de batería mediante pinzas, tomas de corriente (17, 19, 21, 23 mm), caja de almacenamiento
herramienta de montaje	12,5 mm (½")
Longitud del cable:	California. 3,5 m



Tabla 24. Características de la pistola de impacto de la marca AEG

- Extractor de llanta:

Es un elemento homologado de la casa FACOM diseñado para la extracción de rodamientos y debidamente acondicionado para el empuje de la llanta. El modelo seleccionado es el U.306N un extractor de toma interior, equipado con garras accionados mediante muelles y un largo tornillo que realiza el proceso de empuje, un diseño robusto, es una herramienta segura y fácil de usar. Gracias a su diseño ergonómico, los brazos accionados mediante muelles permiten que el usuario coloque el extractor detrás del componente con un solo movimiento.

U.306N - Extractores para toma interior



- Polivalente: montaje con 2 ó 3 garras.
- Transformación posible en extractor de toma exterior con las garras U.306G1 + tornillo U.306-4 o garras U.306G10 + tornillo U.306-2 o garras U.306G15 + tornillo U.306-3 (suministrada equipada con su alargador).
- Comodidad : extractor de garras autorregulables por muelle de recuperación. El extractor se mantiene en posición sobre el rodamiento incluso si no está bajo tensión.
- Seguridad: bloqueo de las garras en posición sobre el rodamiento mediante una moleta. No hay riesgos de que el extractor escape del rodamiento.
- Tornillo con cabeza fusible: un pasador se siega al superarse el par admisible. Suministrado con 2 pasadores de recambio.
- Juego de 3 pasadores de recambio: ver tabla de las piezas de recambio según la potencia del extractor.
- Auxiliares de extracción adaptables: masa de inercia U.306M (montaje directo) y extractor de tirantes U.40 (no incluye el montaje con anillo y la tuerca U.306A1, a pedir por separado).

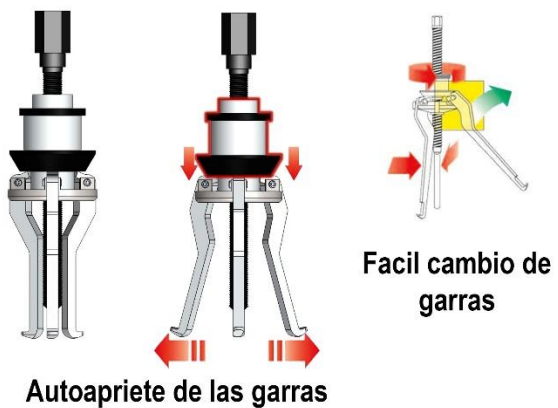
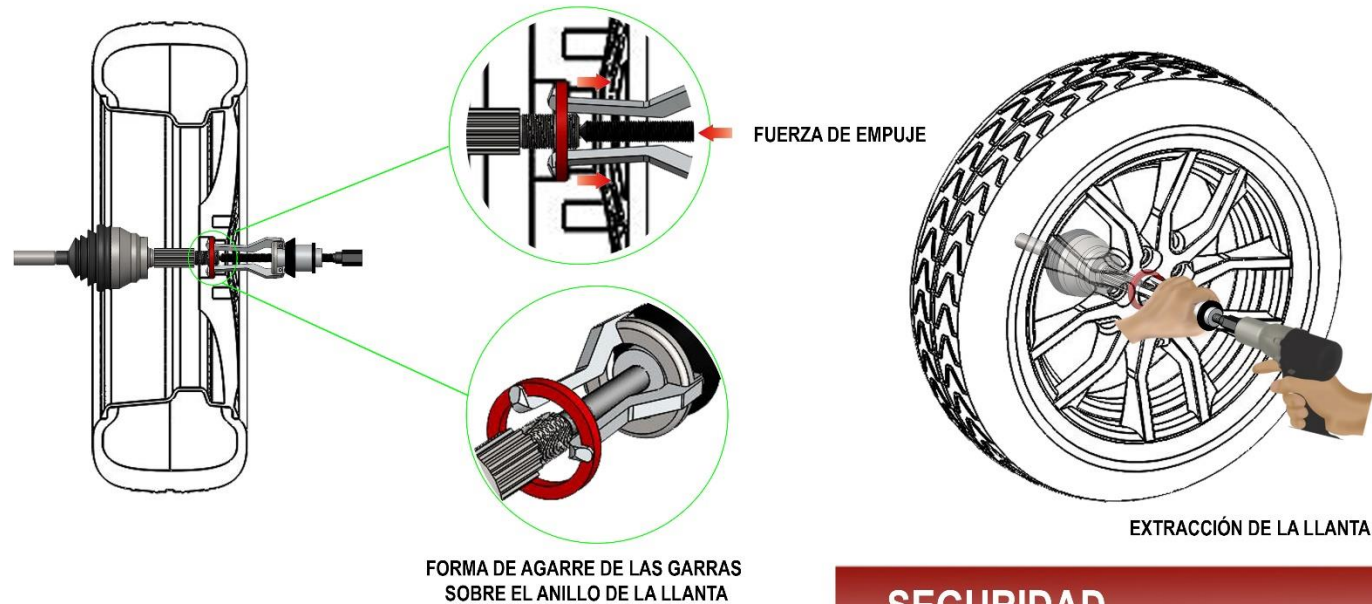
Figura 7.2 Datos técnicos de extractor U.306N de toma interior de la marca FACOM

- Aro protector:

Se trata de un aro o junta de goma de 62 mm de diámetro, que cumple la función de absorber el impacto que ocasionarían las garras del extractor en la superficie interior de contacto con llanta.

8.4. FUNCIONAMIENTO

FUNCIONAMIENTO EXTRACTOR



SEGURIDAD

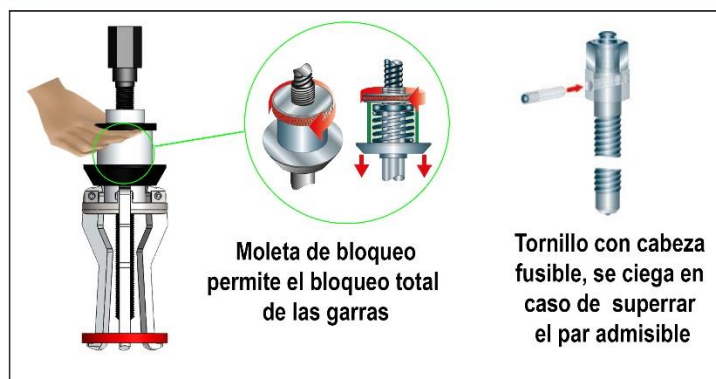


Figura 7.3. Funcionamiento extractor U.306N de toma interior. *Elaboración propia*

8.5. CÁLCULOS JUSTIFICATIVOS DEL EXTRACTOR

8.5.1. Parámetros del diseño

Los factores que implican el diseño del extractor de llanta vienen dados por el lugar de apoyo de este y la sección de la llanta que debe tocar, para que realice un empuje recto y uniforme sin dañar la llanta. Para determinar que se respeten estos factores se debe calcular el par de apriete del extractor de llanta sobre el buje y el par de fuerza que el extractor ha de realizar horizontalmente para empujar la llanta.

Datos de la rueda, formada por una llanta modelo **18x7.5 ET 45** y un neumático de características **235/55 R18**.

Peso llanta	11,3 Kg
Peso neumático	15,3 Kg
Peso aire	2,2 Kg
Peso total	28,8 Kg

Tabla 25. Peso total de una llanta 18x7.5 ET 45 y neumático 235/55 R18.

➤ Punto de apoyo extractor

Como punto de apoyos del extractor se identifican dos zonas; la zona de contacto del eje (tornillo del extractor) sobre eje palier de la rueda. Como segundo lugar existe la zona de colocación de las garras apoyadas en el anillo, las cuales empujarán la llanta hacia el exterior, esta específicamente sería la superficie del aro protector el cual estaría en contacto con la llanta.

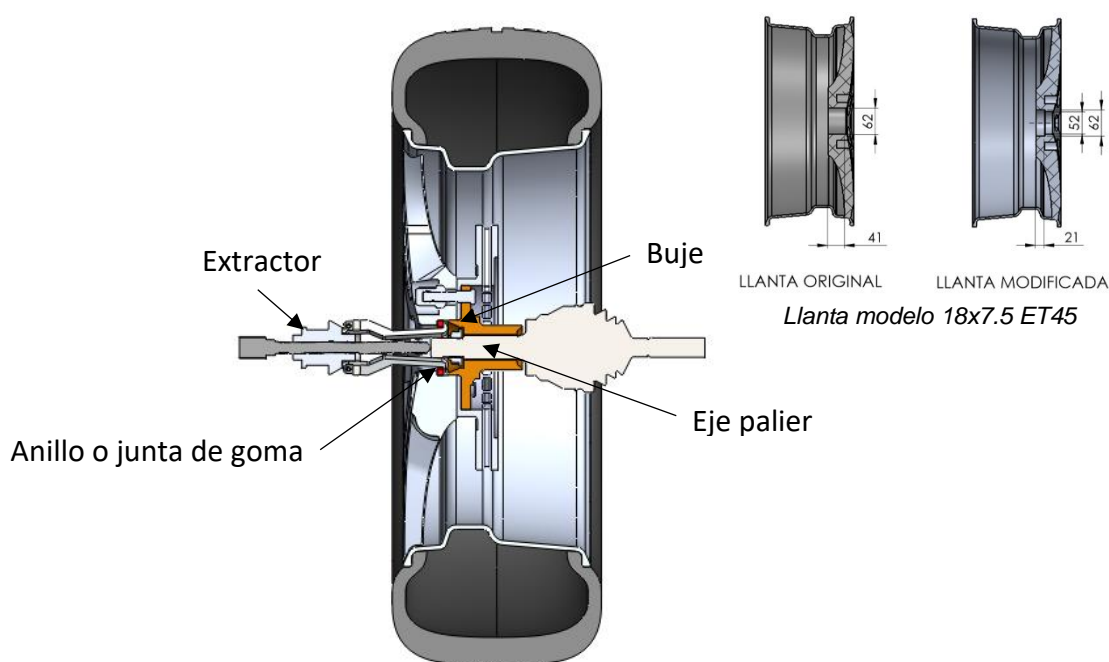
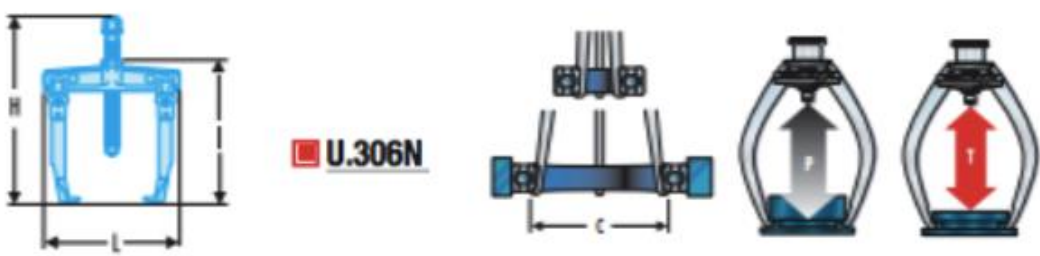


Figura 7.4. Vista de corte del conjunto llanta - extractor de toma interior.

➤ Fuerza de empuje

La fuerza de empuje a calcular es indeterminada ya que, aunque se parta del peso de la rueda a remover, es muy inexacto determinar cuanto capa de corrosión u oxidación se encuentra entre la llanta y su contacto con el cubo de la rueda. Así bien, dando como base los 28,8 kg del peso de la rueda y sabiendo que la fuerza máxima que puede ejercer el extractor según marca el fabricante estipulado en 30 kN, se descarta el cálculo y se justifica con la premisa de que la fuerza que desarrolla el extractor es más elevada que el cuerpo a remover incluyendo los excesos producidos por los agentes externos.



	C mín-máx (mm)	P máx. (mm)	Toneladas (t)	T (kN)	L x l x H (mm)	Garras	Tornillo	Tornillo (mm)	ΔG (kg)
U.306A130N	23 - 130	140	3	30	130 x 225 x 250	U.306G2	U.306-4	18	1,300
U.306-170N	50 - 170	190	4	40	135 x 285 x 320	U.306G20	U.306-2	18	1,800

Tabla 25. Especificaciones técnicas de la fuerza de empuje del extractor U.306N

8.5.2. Calculo de resistencia

Como no se puede determinar la fuerza exacta para extraer la rueda, se determina cuanto tensión aguantarían las garras antes de su colapso, las cuales son las que tienen el contacto directo con el aro separador y las que han de soportar la fuerza de empuje desarrollada por el mecanismo extractor.

Características iniciales

Material de las garras: **Acero al carbono templado (SAE 4340)**

Límite de elasticidad (σ_e) = 710 N/mm²

Coefficiente de minoración del material (γ_s) = 1,1

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{\gamma_s} = \frac{710 \text{ N/mm}^2}{1,1} = 645,5 \text{ N/mm}^2$$

A falta de información sobre el límite elástico tangencial (τ_e) del material del Acero al carbono 4340, se ha optado aplicar Von Mises directamente al material, para la comprobación a cortante puro de las garras. Por lo tanto, se ha estimado como tensión admisible tangencial (τ_{adm}) aquella obtenida de la tensión admisible axil (σ_{adm}) partiendo de la siguiente expresión genérica de Von Mises:

$$\sigma_{adm} = \sqrt{\sigma_x + 3 \cdot \tau^2}$$

$$\sigma_x = 0$$

$$\sigma_{xeq} = \sqrt{3 \cdot \tau^2}$$

$$\tau_{adm}^2 = \frac{\sigma_{adm}^2}{3}$$

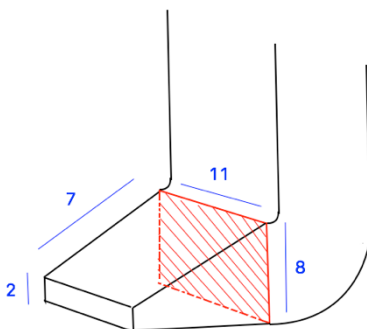
$$\tau_{adm}^2 = \sqrt{\frac{\sigma_{adm}^2}{3}}$$

Si despejamos la tensión tangencial admisible (τ_{adm}) obtenemos la siguiente expresión:

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{\sqrt{3}}$$

$$\tau_{adm} = \frac{645,5 \text{ N/mm}^2}{\sqrt{3}} = 372,6 \text{ N/mm}^2$$

Una vez obtenida la tensión admisible tangencial disponemos a calcular el esfuerzo a cortante de las garras remplazando los valores obtenidos anteriormente.



$$A_{sección} = 11 \cdot 8 = 88 \text{ mm}^2$$

- Esfuerzo cortante;

$$\tau_{adm} = \frac{T_{máx}}{A}$$

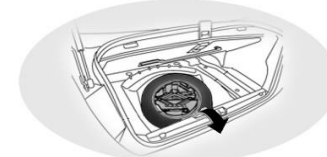
$$T_{m\acute{a}x} = \tau_{m\acute{a}x} \cdot A$$

$$T_{m\acute{a}x} = 372,6 \frac{N}{mm^2} * 88 \text{ mm} ; \quad T_{m\acute{a}x} = 32.793 \text{ N} \rightarrow 32,8 \text{ KN}$$

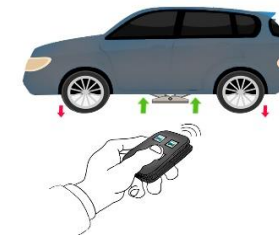
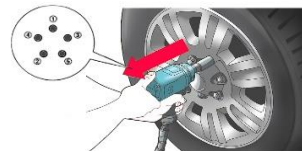
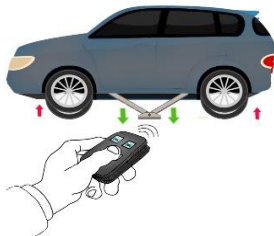
Obtenido este cortante observamos que la fuerza que se debería realizar tendría que ser excesiva para llegar a su rotura, de tal manera que de forma manual o aplicando el par máximo de torsión de la pistola eléctrica no se llega a esta magnitud.

9. PROCESO DEL NUEVO CAMBIO DE RUEDAS

TRABAJOS PRELIMINARES



CAMBIO DE RUEDA



TRABAJOS POSTERIORES



Figura 8.1. Proceso del nuevo sistema de cambio de rueda

10. ESTUDIO DE PRESUPUESTO

Para la evaluación del presupuesto, los costes del proyecto se han desglosado en los cuatro puntos siguientes.

10.2. Coste de ingeniería

Los costes de ingeniería son aquellos que viene determinado por la labor que realiza el ingeniero, así como el diseño, realización teórica del proyecto, costes de la realización y preparación de la documentación necesaria para el desarrollo y fabricación de este. Este presupuesto viene dado por la cantidad de horas que el proyectista ha abarcado en la realización de este, multiplicadas por un precio de 10€ a la hora, atendiendo a este desarrollo.

COSTES INGENIERÍA	
CONCEPTO	HORAS
Anteproyecto	20
Estudio del problema y alternativas	20
Recopilación de información	40
Cálculos del proyecto	35
Modelado 3D	50
Elaboración de planos de conjunto	30
Elaboración de planos de despiece	20
Estudio de elementos finitos	10
Elaboración de la memoria técnica	30
Elaboración de Anexos	10
Gestión Administrativa	5
Total horas trabajadas	270
€/HORA PROYECTISTA	10
Costes totales del desarrollo del proyecto	2.700,00 €

Tabla 26. Costes de Ingeniería

A continuación, se detallan los materiales y componentes necesarios para el desarrollo del proyecto, dividido en apartados referentes a; piezas comerciales, estructuras y elementos normalizados.

En esta tabla vemos el precio unitario de los productos que se encuentran en el mercado y el precio por kilo de los materiales que luego formaran las piezas.

10.3. Costes de materiales y componentes

COSTE DE MATERIALES Y COMPONENTES

CONCEPTO	Precio unitario	Unidades	Subtotal
Piezas comerciales			
Actuador lineal eléctrico LA37. LINAK	300,00 €	1	300,00 €
Extractor mecánico de acoplamiento interior FACOM - Ref-U.306.	84,19 €	1	84,19 €
Pistola de impacto eléctrica de 12V. AEG	56,00 €	1	56,00 €
Toma de corriente empotrable mechero conector 12 V	1,95 €	2	3,90 €
Cableado de 10 m calibre 22	9,53 €	2	19,06 €
Estructura (Precio Kg del acero inox. 0,70€)			
Perfil tubular 50x40x4 mm + (pletinas e= 4mm)	3,25 €	2	6,50 €
Perfil rectangular abierto -Acero F1140	1,48 €	2	2,96 €
Perfil angular 60x120x5 mm -Acero F1140	1,15 €	2	2,30 €
Perfil angular 30x120x5 -Acero F1140	1,10 €	1	1,10 €
Orejetas espesor 5 mm -Acero F1140	0,75 €	4	3,00 €
Extremo macho -Acero F1130	0,48 €	1	0,48 €
Extremo hembra -Acero F1130	0,50 €	1	0,50 €
Perfil pie - Acero F1140	2,43 €	1	2,43 €
Plancha de acero antideslizante mandorla e= 2mm	0,30 €	1	0,30 €
Anillo interior de llanta (Caucho) diámetro 60mm	1,20 €	4	4,80 €
ELEMENTOS NORMALIZADOS			
Pasador con agujero DIN 1443	1,33 €	1	1,33 €
Pasador beta DIN 11024	0,60 €	1	0,60 €
Arandela plana DIN 125	0,20 €	24	4,80 €
Pasador (rodamiento) ranurado sin cabeza DIN 1443	2,60 €	1	2,60 €
Anillo separador F1110	0,26 €	4	1,04 €
Anillo de retención externo DIN 471	0,90 €	1	0,90 €
Rodamiento rígido de bolas de una hilera FAG	15,00 €	2	30,00 €
Pasadora media rosca DIN 1445	2,80 €	1	2,80 €
Tuerca autoblocante DIN 985	3,20 €	1	3,20 €
Tornillo autotaladrante DIN 710	0,10 €	24	2,40 €
Coste total de materiales (€)		536,51 €	

Tabla 27. Costes de materiales y componentes

10.4. Costes de fabricación y montaje

Los presentes costes de fabricación son los dados por las fabricas a las cuales se les envía la documentación para su montaje final de cada uno del mecanismo que lo componen, también se añade el tiempo de montaje que un técnico podría tardar en realizar el montaje en un vehículo.

COSTES DE FABRICACIÓN Y DE MONTAJE (ELEVADOR)

OPERACIÓN	Horas operario
Mecanizado	4
Soldadura	1
Montaje de componentes	2
Pintura anticorrosiva	0,40
Montaje en el vehículo	2
TARIFA (€/h) Operario	35
Coste total (€) ELEVADOR	329 €

Tabla 28. Costes de fabricación y montaje. ELEVADOR

COSTES DE FABRICACIÓN Y DE MONTAJE (LLANTA)

OPERACIÓN	Horas operario
Mecanizado de las llantas	1
Colocación de los anillos de caucho	2
Montaje	0,30
TARIFA (€/h) Operario	35
Coste total (€) ANILLO	81 €

Tabla 29. Costes de fabricación y montaje. LLANTA

COSTE TOTAL FABRICACIÓN Y MONTAJE

ELEMENTOS	COSTE (€)
Elevador	329 €
Anillo interior de llanta	81 €

Tabla 30. Costes totales de fabricación y montaje

10.5. Presupuesto final

Como resultado final obtenemos una tabla que muestra el precio total que conllevaría la producción del proyecto, la cual realiza un sumatorio de los resultados de las tablas anteriores.

COSTES TOTALES	
TIPO DE COSTES	COSTES (€)
Costes de ingeniería	2.700,00 €
Coste de materiales y componentes	536,51 €
Coste de fabricación y de montaje	410 €
Costes totales (€)	3.646,01 €

Tabla 31. Presupuesto final

11. PLIEGO DE CONDICIONES

11.2. NORMAS Y REGLAMENTOS

En este apartado se engloban las normativas, legislaciones y directrices que se han seguido para el desarrollo e implementación del mecanismo.

Normativa reguladora

- RD 2822/98 Reglamento General de Vehículos.
- RD 369/2010, que modifica el RGV.
- RD 1457/1986, regulador de la actividad industrial y la prestación de servicios en los talleres de reparación.
- RD 228/1986 Homologación de Vehículos.
- DIRECTIVA 98/14/CE Homologación de los vehículos a motor y de sus remolques.
- ORDEN CTE/2780/2003 Homologación de tipo de vehículos automóviles, remolques, semirremolques, motocicletas, ciclomotores y vehículos agrícolas, así como de partes y piezas de dichos vehículos.
- DB-SE Documento básico de seguridad estructural.
- NB-EA 95 Norma básica estructuras de acero.
- DIRECTIVA 98/37/CE "Maquinas"
- NORMA UNE-EN- 292-1 "Conceptos básicos de diseño"
- NORMA UNE-EN-292-2 "Conceptos básicos de diseño"
- NORMA UNE-EN-294 "Distancias de seguridad"
- NORMA UNE-EN-953 "Evaluación de riesgos"
- NORMA UNE-EN ISO-12944 "Pinturas y barnices. Protección de estructuras de acero frente a la corrosión mediante sistemas de Pinturas Protectores"

Legislación española:

- Ley de Industria: 21/1992 - Seguridad y calidad industrial.
- Real Decreto: 1435/1992 - Maquinas, componentes de seguridad. Marcado "CE"
- Real Decreto 56/1995 que modifica parte del texto del R.D. 1435/1992.
- R.D.: 1215/1997- Equipos de trabajo. Disposiciones mínimas de seguridad y de salud.
- R.D.: 444/1994- Aparatos que pueden crear perturbaciones electromagnéticas.
- RD 1644/2008- Normas para la comercialización y puesta en servicio de las máquinas.

Directivas europeas:

- Directiva 98/37/CE. Para requisitos de seguridad.
- Directiva 2006/42/CE. Aseguramiento del cumplimiento de los requisitos esenciales de seguridad establecidos.

11.3. HOMOLOGACIÓN

Para poder obtener el marcado CE “*Conformidad Europea*” que informa a los usuarios y autoridades competentes que el equipo comercializado cumple con la legislación obligatoria en material de requisitos esenciales. En la producción se aplicará el modelo “**Modulo A DC 93/465/CEE**” correspondiente a una auto certificación interna para cada proceso de fabricación siguiendo así los estándares reglamentarios para proteger los intereses públicos tales como la salud y la seguridad de los usuarios al cual va destinado el producto.

Por ello y para garantizar el marcado CE, tanto los materiales como el conjunto construido estará sometido a las pruebas de laboratorio pertinentes (tensiones, deformidad, calidad, etc.) y serán realizadas por personal cualificado en estas materias.

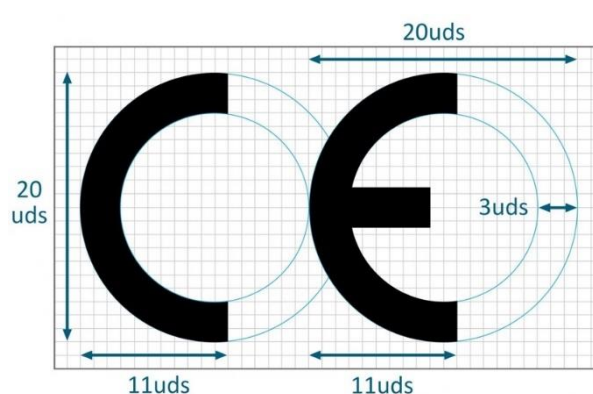


Figura 10.1. Medidas Logotipo CE

Para la homologación de este proyecto primero se han seguido los pasos que otorga la norma UNE 157001 “Criterios generales para la elaboración de un proyecto” que conlleva la aportación de toda la documentación pertinente referente a este.

Por ello para poder realizar la homologación se presenta toda la documentación que engloba esta memoria (objeto, alcance, diseño, cálculos, planos, seguridad, presupuesto, etc.), ateniendo el **Real Decreto 866/2010** el cual regula la tramitación de reformas en los vehículos para su homologación y a la Directiva 2007/46/CE junto al Reglamento (CE) nº 661/2009 relativas a los requisitos de homologación de tipo referentes a la seguridad general de los vehículos de motor, sus remolques y sistemas, componentes y unidades técnicas independientes.

Este proyecto conlleva la homologación de dos prototipos de mecanismos que se añadirán a la estructura de un vehículo, por lo tanto, utilizando el “**Manual de reformas de vehículos**” de septiembre de 2016, 3ª revisión, que determina que puntos afecta cada mecanismo al vehículo, para poder identificar la documentación pertinente para su homologación.

➤ PARA EL SISTEMA ELEVADOR.

Se recaba información del punto “**Acondicionamiento exterior, estructura del vehículo**” extraído del apartado “Reformas que afecten al acondicionamiento exterior

de los vehículos” que corresponde a las modificaciones en la CARROCERÍA del “Manual de reformas de vehículos” de septiembre de 2016.

Se identifican el punto:

8.52 *Modificación, incorporación o desinstalación de elementos en el exterior del vehículo. Revisión nº2.*

➤ **PARA EL EXTRACTOR DE LLANTAS.**

Se recaba información del apartado del punto “**Ejes y ruedas**” del apartado “Modificaciones que afecten a la configuración de ejes y ruedas”.

Se identifica el punto:

4.10 *Modificaciones o sustituciones en llantas, ruedas o instalación/desinstalación de separadores de ruedas. Revisión nº2.*

En todos estos apartados para poder realizar las modificaciones y poder homologar las diferentes partes del proyecto se determinan aportar la siguiente documentación:

- Proyecto Técnico y certificación final de obra.
- Informe de conformidad.
- Certificado del Taller.

11.4. SEGURIDAD

En el desarrollo de los prototipos se atienden a las siguientes legislaciones para poder garantizar unas medidas de seguridad óptimas que cumplan con las normas. Destacando en este apartado la Ley de industria:21/1992 (Seguridad y calidad industrial) y R.D 1435

En este apartado se destacan las características y funcionalidades que los dos mecanismos traen y aportan a sus diferentes usos.

➤ **SISTEMA ELEVADOR**

Seguridad pasiva:

La seguridad de este mecanismo comienza con la elección óptima de los materiales que lo componen (Aceros inoxidables) y su forma de construcción y colocación idónea para poder soportar la carga y las tensiones sufridas (Demostrado en el apartado de cálculos).

Seguridad activa:

El mecanismo cuenta con dos dispositivos de seguridad, uno en el interior del actuador que bloquea un posible retroceso del vástago y el encargado de mantener a este en su

posición final y un segundo bloqueo adicional que se activa al final de la carrera del vástago.

Seguridad preventiva:

Lo más relevante en seguridad respecto al mecanismo es la reducción notablemente de tiempo que el conductor permanece en el arcén al sufrir un pinchazo y en realizar el cambio de rueda.

➤ **EXTRACTOR DE LLANTAS**

Seguridad preventiva:

Reducir el tiempo que se tarda en extraer una rueda atascada, sin necesidad de dar golpes que puedan desestabilizar el vehículo, ocasionar dolores al usuario por malos gestos o dañar alguna parte del sistema de transmisión por ejercer fuerzas externas indebidas. Reducir todos estos factores implica que el usuario pase menos tiempo en una posición de riesgo provocada por una exposición larga en el arcén o vía en la cual se efectuó el cambio de rueda.

11.5. FABRICACIÓN Y MONTAJE

Fabricación

La fabricación de los componentes se llevará a cabo por diferentes empresas especializadas en la fabricación de cada elemento en cuestión, a estas empresas se le entregaran los planos de los elementos a fabricar.

Ajustes y tolerancias

Todos los ejes del mecanismo necesitan tener una adecuada calidad superficial, por ello las tolerancias de ajuste que estos deben llevar son las específicas por la norma ISO correspondiente, para evitar un mal funcionamiento en el movimiento del mecanismo. Por ello los pasadores que sujetan las barras y unen estas con el pie base, los cuales permiten que exista un movimiento articular en sus puntos de unión han de tener el ajuste pertinente para que dicha unión articular funcione correctamente.

Para la selección de tolerancias y calidades superficiales se toma como referencia la documentación normalizada de dibujo técnico basado en la norma ISO 286 "Tolerancias dimensionales".

AGUJERO BASE						
TIPO	AGUJERO	EJE	CLASE	CARACTERISTICAS	APLICACIONES	ACABADO
Medio	H8	h9	Deslizante		Poleas fijas, manivelas y acoplamientos deslizantes sobre el eje, ejes de contrapuntos	N7/N8
		e8	Giratorio	Juego mediano	Piezas de motores, bombas ventiladores	N7/N8
		d9	Holgado	Juego amplio, no de uso cuando es esencial la precisión pero bueno para grandes de variaciones de temperaturas con gran velocidad de giro y presión de apoyo de los ejes	Soportes de ejes, poleas locas	N7/N8

EJE BASE						
TIPO	EJE	AGUJERO	CLASE	CARACTERISTICAS	APLICACIONES	ACABADO
Medio	h9	H9	Deslizante		Poleas fijas, manivelas y acoplamientos deslizantes sobre el eje, ejes de contrapuntos	N7/N8
		E9	Giratorio	Juego mediano	Piezas de motores, bombas ventiladores	N7/N8
		D10	Holgado	Juego amplio, no de uso cuando es esencial la precisión pero bueno para grandes de variaciones de temperaturas con gran velocidad de giro y presión de apoyo de los ejes	Soportes de ejes, poleas locas	N7/N8

Tabla 32. Tabla de tolerancias y calidades superficiales. ISO 286 "Tolerancias dimensionales"

Se determina la selección de un ajuste indeterminado deslizante, resultado de una calidad **H9(Agujero)/ h9(Eje)** recomendado para un acoplamiento deslizante sobre ejes.

A continuación se procede a determinar la tolerancia de los agujeros y ejes después de haber seleccionado su calidad. Cabe destacar que la medida de la cual se parte es igual para los 3 puntos articulados, es decir qué; cada agujero y cada eje parten del mismo diámetro.

El diámetro de agujeros y ejes es de 20 mm, dándole a estos una calidad IT9 obtenemos de la tabla de tolerancias sus máximos y mínimos.

DIFERENCIAS SUPERIOR E INFERIOR PARA AGUJEROS																														
Diámetro nominal en mm	6ª calidad						7ª calidad						8ª calidad						9ª calidad				10ª calidad							
	G6	H6	J6	K6	M6	N6	E7	F7	G7	H7	J7	K7	M7	N7	P7	D8	E8	F8	H8	J8	K8	M8	N8	D9	E9	H9	J9	D10	H10	J10
hasta 3	+3	0	-4		-7	-11	+14	+7	3	0	-6		-9	-13	-16	+20	+14	+7	0	-7			-15	+20	+14	0	-13	+20	0	-20
más de 3 hasta 6	+10	-7	-3		0	-4	+23	+16	+12	+9	+3		0	-4	-7	+34	+28	+21	+14	+7			-1	+46	+39	+25	+12	+60	+40	+20
más de 6 hasta 10	+12	+8	+4		-1	-5	+32	+22	+16	+12	+5		0	-4	-8	+48	+38	+28	+18	+9			-2	+60	+50	+30	+15	+78	+48	+24
más de 10 hasta 18	+14	+9	+5	+2	-3	-7	+40	+28	+20	+15	+8	+5	0	-4	-9	+62	+47	+35	+22	+12	+6	+1	-3	+76	+61	+36	+18	+98	+53	+29
más de 18 hasta 30	+17	+11	+6	+2	-4	-9	+50	+34	+24	+18	+10	+6	0	-5	-11	+77	+59	+43	+27	+15	+8	+2	-3	+93	+75	+43	+21	+120	+79	+35
más de 30	+20	+13	+8	+2	-4	-11	+61	+41	+28	+21	+12	+6	0	-7	-14	+98	+73	+53	+33	+20	+10	+4	-3	+117	+92	+52	+25	+149	+84	+42

DIFERENCIAS SUPERIOR E INFERIOR PARA EJES																													
Diámetro nominal en mm	6ª calidad						7ª calidad						8ª calidad						9ª calidad				10ª calidad						
	g6	h6	j6	k6	m6	n6	p6	e7	f7	h7	j7	k7	m7	n7	d8	e8	f8	h8	j8	k8	d9	e9	h9	j9	k9	d10	h10	j10	k10
más de 18 hasta 30	-7	0	+9	+15	21	+28	+35	-40	-20	0	+13	+23	+29	+36	-65	-40	-20	0	+17	+33	-65	-40	0	+26	+52	-65	0	+42	+64
hasta 30	-20	-13	-4	+2	+8	+15	+22	-61	-41	-21	-8	+2	+8	+15	-98	-73	-53	-33	-16	0	-117	-92	-62	-26	0	-149	-84	-42	0

Tabla 33. Tabla de tolerancias para agujeros y ejes

Siendo estos:

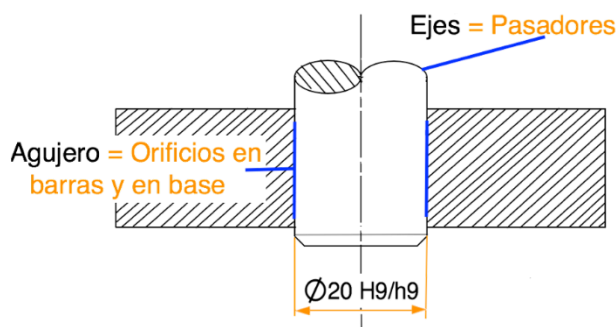


Figura 10.2. Representación ISO de las tolerancias

Agujeros;

Ø 20 H9 $\text{Ø}20_{0,052}^0$

Ejes;

Ø 20 h9 $\text{Ø}20_{-0,052}^0$

Protección anticorrosión

El mecanismo estará expuesto a diversos ambientes que provocaran la corrosión o la oxidación de los materiales que lo conforman, dando lugar al deterioro de las piezas y al colapso total del mecanismo, por ello es indispensable adoptar una capa de protección que aisle a los componentes de sufrir alteraciones que perjudiquen su funcionamiento.

Para proteger al mecanismo de las condiciones de corrosión y oxidación que el mecanismo tendrá que soportar al estar situado en la zona inferior del automóvil, se utilizará una protección basada en la aplicación de imprimaciones y pinturas de acabado superficial para aislar los componentes del medio corrosivo u oxidante.

Este proceso lo llevará a cabo una empresa especializada, dedicada a obras de pintura industrial y especializada en tratamientos anticorrosivos y oxidantes, que cumpla con todas las condiciones legales vigentes.

Elección de la categoría de corrosión a la que se enfrentará el mecanismo y elección del tiempo de durabilidad de la pintura.

Categoría de corrosión	Exterior	Interior
C3 Media	Atmósferas urbanas e industriales, con moderada contaminación de SO ₂ . Áreas costeras con baja salinidad.	Naves de fabricación con elevada humedad y con alguna contaminación.
Categoría de corrosión	Ambiente	Ejemplo de ambientes y estructuras
Im 3	Suelo	Tanques enterrados, pilotes de acero y tuberías de acero.

Tabla 34. Tabla de protecciones anticorrosión

Categoría C3 Media y Im3 para una durabilidad superior a 15 años.

A continuación se detallará el proceso de pintado que señala la norma EN ISO 12944 para la categoría de corrosión a la que se enfrenta el mecanismo.

- Lijado fino, limpieza y desengrase de todos los elementos a pintar.
- Enmascarado de elementos que no se van a pintar: agujeros mecanizados, pistas.
- Aplicación de pintura de acabado acrílica mono capa, color a elegir: 20 micras.
- Secado al horno 90° 10 minutos.

Tipo de pintura	Sistema	Espesor seco (micrómetros)
Epoxi fosfato de zinc	1 × C-Pox Primer ZP200 HP	100 µm
Poliuretano de gran espesor	1 × C-Thane S700 HB	100 µm
Espesor total		200 µm
Epoxi tolerante aluminio	1 × C-Pox ST180 AL	80 µm
Intermedio epoxi	1 × C-Pox S100	80 µm
Poliuretano	1 × C-Thane S250	40 µm
Espesor total		200 µm
Epoxi tolerante de superficie	1 × C-Pox ST160 MP	165 µm
Espesor total		165 µm

Tabla 35. Tabla de tipos de pintura anticorrosión

Montaje

El montaje se llevará a cabo por personal cualificado y se realizará en unas únicas fases, directamente en el vehículo.

Montaje:

- Verificar que se consta de todas las piezas.
- Con el vehículo elevado por encima de la cabeza del operario y con las medidas adecuadas de seguridad.
- Realizar los orificios de métrico M6 en los largueros del bastidor a las medidas correspondientes en plano.
- Se realiza la instalación eléctrica desde la batería hasta la zona de conexión con el actuador.
- Atornillar las dos estructuras que componen la bancada. (La bancada principal ya llevara soldado los carriles por donde se desplazarán los rodamientos)
- Se introducirá el pasador a través del muñón de sujeción del vástago y la barra indicada para la bancada principal y se procederá a la introducción de los rodamientos y arandelas de seguridad (quedando todo ajustado dentro de la bancada principal y la barra colgado desde esta)
- Se monta el actuador en la primera orejeta de la bancada secundaria con su respectivo pasador y arandelas de seguridad, se ajusta el vástago al muñón libre de la bancada principal.
- Se acopla la segunda barra libre a la segunda orejeta de la bancada secundaria con su respectivo pasador y arandelas de seguridad.
- Se verifican las sujeciones de las barras y el actuador y que este todo bien ajustado.
- Se coloca una plataforma en la base de las barras y se posicionan estas a unos 45°.
- Se procede a acoplar las dos barras con la base, introduciendo su pasador, arandelas de seguridad.
- Se procede al engrase de los componentes móviles.
- Se conecta el cableado eléctrico al actuador.
- Se procede a la prueba de funcionamiento.

Engrase

Una vez montado el mecanismo, en los ejes móviles se aplica grasa lubricante para articulaciones, grasa para rodamientos y guías. Aconsejable la marca WURTH, pero vale cualquier grasa o lubricante de similares características.

11.6. MANTENIMIENTO

Las piezas que conforman este conjunto no requieren de ningún mantenimiento periódico, aunque existen partes móviles que pueden sufrir cierto desgaste a continuación se detallan algunas pautas a seguir si se observan anomalías en el funcionamiento del mecanismo, no obstante, el equipo deberá ser revisado por un taller oficial para garantizar un seguro y correcto funcionamiento.

Frecuencia	Comprobación de aspecto	Comprobación interna	Comprobación de la guía, rodamientos y fijaciones
Inspección previa al funcionamiento.	O	X	X
Inspección cada 4 años o 50.000 Km.	O	O	O

Tabla 36. Mantenimiento

Comprobaciones

- **Elementos a comprobar visualmente:** Tornillos de fijación flojos, suciedad excesiva, imperfecciones, fallos y conexiones de cables, vibraciones y ruidos.
- **Elementos para la comprobación interna:** Estado del lubricante en las piezas móviles. Aflojamiento o juego mecánico en piezas fijas y tornillos de fijación.
- **Comprobación de la guía, rodamientos y fijaciones.**

Las comprobaciones internas y comprobaciones de la guía, rodamientos y fijaciones se deben realizar solo por **personal cualificado**.

Advertencias

- No desmonte o repare el producto (Pueden producirse incendios o descargas eléctricas). Antes de modificar o verificar el cableado, compruebe la tensión 5 minutos después de desconectar la alimentación. (Pueden producirse descargas eléctricas.)
- Un manejo incorrecto puede causar lesiones, daños o fallos de funcionamiento de la maquinaria y el equipamiento.
- El producto se ha lubricado en fábrica y se puede utilizar sin añadir ningún lubricante. (En caso de que se aplique lubricante, utilice una grasa especial.
- Al revisar la maquinaria, compruebe primero las medidas para prevenir caídas de objetos desplazados y descontrol del equipo.

Real Decreto 1644/2008, sobre comercialización y puesta en servicio de máquinas, en vigor desde el 29 de diciembre de 2009.

Norma UNE EN 1493: Elevadores de vehículos.

Real Decreto 1215/1997, (modificado por el Real Decreto 2177/2004) de “disposiciones mínimas de seguridad y salud para la utilización por los trabajadores de los equipos de trabajo” para las máquinas, puestas en servicio en la UE, con anterioridad a 1/1/1995.

11.7. MEDIOAMBIENTE

Es muy importante la conciencia medioambiental en toda industria, ya que cualquier diseño nuevo genera de uno u otro modo un impacto al medio perjudicial.

Por ello la fabricación de cada componente debe cumplir las normas UNE-EN ISO 9001 (comprobación del cumplimiento de los requisitos específicos exigidos al control de producción, control de materias primas, control de producto final, ensayos a realizar por el fabricante, equipos de medición y ensayos, etc.) pertinentes da la hora de su fabricación.

El sistema elevador y el extractor de llanta son mecanismos nuevos que se añaden a un vehículo, por lo tanto, aparte de cumplir con la norma ISO 9001:2015 para su creación e implementación debe cumplir la directiva 2000/53/CE (relativa a los vehículos al final de su vida útil).

11.7.1. ECO-DISEÑO

La metodología que se ha implementado a la hora de fabricar cada componente del sistema elevador y el extractor de llanta se basa en las normas ISO que siguen una conciencia ecológica, para poder cumplir con las legislaciones actuales, tales normas cumplen los requisitos relativos a la calidad, costes, durabilidad, seguridad, salud, funcionalidad, estética y ergonomía.

Por ello un producto que siga los pasos del eco-diseño deben de respetar las características del producto original, pero teniendo el menor impacto ambiental, que por ley se designe.

11.7.2. RECICLAJE

Es muy importante el reciclaje de las piezas que componen tanto el mecanismo como el vehículo en general ya que estos residuos que contaminan la biosfera, muchos de estos componentes no desaparecerían en miles o millones de años lo que supone un impacto medioambiental muy elevado y peligroso para el desarrollo de la vida en su estado natural.

El diseño de los mecanismos se implementa a un vehículo, el cual al final de su vida útil recibe un tratamiento especial para que su impacto al medio sea el menos perjudicial posible, por ello los componentes que forman parte de un vehículo son tratados conforme los requisitos de la Directiva Europea 2000/53/CE sobre vehículos al final de su vida útil (VFFU) y el Real Decreto de transposición, RD 1383/2002, en un centro autorizado de tratamiento de vehículos (CATV).

El proceso que sigue el centro CATV se desarrolla de la siguiente manera:

➤ **Descontaminación**

Extracción de líquidos: Líquido de frenos, aceite de motor, aceite de transmisión; Retirada de neumáticos, el gas del equipo de climatización, los metales pesados (Plomo, mercurio, cadmio y cromo), contrapesos, catalizadores y batería.

Específicas del estudio: Se desengrasan los cojinetes, railes y partes móviles.

➤ **Desmontaje**

Se separan las partes del vehículo que se pueden reutilizar, se limpian se verifican y se realizan controles de calidad.

Específicas del estudio: Se desmonta la estructura, se separan barras, tornillos, arandelas, pasadores.

➤ **Fragmentación**

Las partes que no se reutilizan se fragmentan y se separan según materiales (metales, plásticos, etc.) y se reutilizan para formar nuevos materiales.

Específicas del estudio: Acero inoxidable de diferentes características y carburo de tungsteno.

➤ **Reciclaje de la parte metálica**

La parte metálica se fragmenta y son enviadas a fundición.

Específicas del estudio: La mayor parte del diseño está constituido por acero y algunos componentes de carburo de tungsteno fácilmente reciclables.

12. CONCLUSIÓN

El proyecto realizado es el resultado de la búsqueda de reducir los tiempos que se emplean a la hora de realizar un cambio de rueda, lo cual condujo a la idea de implementar un elevador automático y una serie de dispositivos que mejoren la experiencia del usuario a la hora de ejercer la hazaña del mencionado cambio de rueda.

Con tal de cumplir el objetivo principal de reducir el tiempo que el usuario pasa realizando esta tarea, se barajaron diversas maneras, soluciones, se investigó y se estudiaron datos relacionados, los cuales fueron forjando la solución que se presenta en este documento. Lo cual no fue nada fácil, ya que implementar cualquier dispositivo a un vehículo conlleva seguir un gran abanico de pasos legales y problemas que delimitan el diseño final del producto, sobre todo problemas de originalidad al poder implementar un dispositivo innovador, ya que existen muchos productos en el mercado que intentan satisfacer algún punto a la hora de sufrir una avería en un neumático, no obstante se determinó que ninguno de ellos hacía especial hincapié a la hora de enfrentarse a la avería una vez sufrida, por ello vemos esta idea y conjunto de pasos y mecanismos como una victoria ante los diseños que solo se enfocan en un único punto.

Se realiza también el estudio de campo realizado a nivel personal, hablando con talleres concesionarios de la empresa Toyota, con mecánicos de desguaces y mecánicos de asistencia en carretera de la compañía RACC, a los que la idea que se ha desarrollado les parecía muy acertada y viable. Por ello viendo que a los profesionales la idea les parecía atractiva y que los cálculos, los argumentos que se plantean, su estructura, características y funcionalidad, las pretensiones acerca del trabajo académico fueron creciendo hasta el punto de convertirse en una idea viable para empresas de la automoción, como un reclamo atractivo y funcional para sus clientes, aunque no se haya realizado este punto en el proyecto final, queda pendiente de un estudio más minucioso para el futuro.

12.2. ASPECTOS NEGATIVOS

Como aspectos negativos en el desarrollo del proyecto se destaca que fue francamente difícil obtener las medidas que se necesitaban para el desarrollo, los concesionarios y talleres visitados no tenían la documentación tan específica que se necesitaba, por lo que para obtener medidas reales se tuvo que medir en desguaces las piezas interiores y en concesionarios las dimensiones y características exteriores del automóvil que se eligió de base. En cuanto al prototipo final, el hecho de buscar funcionalidad y características de resistencia fiables, se optó por dejar un diseño más atractivo de lado, el cual tendría luces para un alumbrado nocturno, mayor ligereza y algunos dispositivos útiles para su función.

12.3. PUNTOS DE MEJORA

Todo el esfuerzo realizado para la creación de este prototipo da como fruto un modelo base del cual partir, ya que se pueden añadir muchas mejoras, como luces para un alumbrado de la zona de trabajo, más elementos de seguridad que hagan aún más visible al vehículo y al usuario, reducción de dimensiones y pesos, estos solo es el modelo evolutivo del clásico gato mecánico, a parte consta con la característica de poder implementar muchísimas mejoras más, no mencionadas previamente.

12.4. PERSPECTIVAS

A parte de aplicar las mejoras mencionadas anteriormente, las perspectivas a un futuro serían desarrollar un documento más exquisito con las cualidades más destacables y otorgarle un punto más comercial, para que como hemos “citado” anteriormente darle salida a un mercado nacional y crecer hasta conseguir un reconocimiento global, de esta manera poder ver implantado la versión mejorada de este conjunto de productos en los automóviles del futuro.

Para finalizar se recalca que se ha cumplido el objetivo de reducir el tiempo a la hora de realizar un cambio de ruedas, con un metodología más eficiente y menos perjudicial para el usuario, el cual realiza un esfuerzo menor y el tiempo de exposición al peligro se disminuye considerablemente, ya que aunque en un mal caso se hubiera recortado al tiempo medio general unos 30 segundos, se consideraría un éxito, porque lo más importante es evitar un accidente por una simple avería en la carretera. En cuanto a los mecanismo diseñados e implementados se dan como satisfactorias las prestaciones obtenidas tanto individuales como en su conjunto global, todo cumple su objetivo final.

13. BIBLIOGRAFÍA

EAE "Instrucción de Acero Estructural" 2011

Francisco Rey sacristán. / Reducción de los tiempos de cambios de utillaje en la producción.PICTELIA

Diseño en ingeniería mecánica de Shigley 8ª edición. Richard G. Budynas y J. Keyth Nisbett

Mecánica de materiales. 7ª edición. James M.Gere y Barry J.Goodno

14. WEBGRAFÍA

ACEROS COMERCIALES

<http://www.thyssen-iberica.es/htm/tabla_construccion.htm>

TRATAMIENTO Y PINTURA DE LAS SUPERFICIES METÁLICAS.

<<http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn20.html>>

<http://www.apta.com.es/pdf/ingenieria_proteccion.pdf>

INSTALACIONES ELÉCTRICAS EN LOS VEHÍCULOS.

<<http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn70.html>>

TOLERANCIAS DIMENSIONALES.

<<http://www.imh.eus/es/comunicacion/dokumentazio-irekia/manuales/proyecto-medicion-tridimensional-en-fabricacion-mecanica-con-equipos-portables/tolerancias-dimensionales>>

CATÁLOGO EXTRACTORES FACO.

<https://www.facom.es/partage/f13/PDF/es/F13_SECT12_ES_EXTRACCI%C3%93N.pdf>

PISTOLA DE IMPACTO ELÉCTRICA AEG.

<<http://www.aeg-automotive.com/en/products/id/75>>

CÁLCULO EMPUJE AXIAL TORNILLO.

<<http://www.engineersedge.com/gears/screw-axial-thrust-load-calculation.htm>>

TORNILLOS Y UNIONES ATORNILLADAS.

<<http://www1.ceit.es/asignaturas/elemaqui/cap8.pdf>>

MEDIDAS DE BARRAS.

<<http://www.bagesacers.com/publico/medidasbarras.aspx>>

CATÁLOGO DE TORNILLERÍA VERDU.

<http://verduonline.com/catalogos/Tecnico2015Grupos2/Verdu_Catalogo_2015_Grupo-04.pdf>

CÁLCULO DEL COMPORTAMIENTO DE UNIONES ATORNILLADORES.

<<https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/figutut30/doc4tut30.pdf>>

MANUAL ACTUADOR LINEAL LA37.

<http://www.linak.es/corporate/pdf/english/user%20manual/techline_la37_user%20manual_eng.pdf>

SELECCIÓN DE HUSILLO DE BOLAS THK

<https://tech.thk.com/es/products/pdf/es_b15_069.pdf>

DOCUMENTOS RACE.

<<https://www.race.es/notas-de-prensa/los-problemas-mecanicos-aumentaron-en-2016>>

<<http://www.eleconomista.es/ecomotor/motor/noticias-2017>>

<<https://www.race.es/notas-de-prensa/aumentan-accidentes-de-trafico-y-averias-mecanicas-en-2015>>

CÁLCULO DE PANDEO DE BARRAS.

<[http://www.construmatica.com/construpedia/C%C3%A1lculo_de_Estructuras_de_Acero:_Caso_de_Esfuerzos_Axiales_\(Columnas\)#Caso_de_una_barra_con_los_extremos_libres](http://www.construmatica.com/construpedia/C%C3%A1lculo_de_Estructuras_de_Acero:_Caso_de_Esfuerzos_Axiales_(Columnas)#Caso_de_una_barra_con_los_extremos_libres)>

MEDIDAS DE LLANTAS

<<https://llantasneumaticos.com/calc/?wheel1=235-55-18X7.5ET45&wheel2=235-55-18X7.5ET45&fcl=50mm&scl=50mm&wcl=30mm&sr=0mm>>

<<https://llantasneumaticos.com/size/toyota/rav4/2016/#sel=61:1,61:3>>

CENTRO DE GRAVEDAD TOYOTA

<<http://www.rezulteo-neumaticos.es/neumaticos-para-toyota/rav-4/rav-4/2.0-16v-128>>

DOCUMENTO ZINETI SOBRE AGUANTE DE OXIDACIONES

<<https://www.imnasa.es/FitxersWeb/201200/el-mito-de-los-tornillos-pavonados.pdf>>

ASEGURAMIENTO DE ESTRUCTURAS

<<http://www.dropsonline.org/assets/documents/DROPS-Aseguramiento-Confiable.pdf>>

TRAMITACIÓN DE REFORMAS DE VEHÍCULOS EN CARRETERA

<https://www.boe.es/diario_boe/txt.php?id=BOE-A-1988-17787>

15. ANEXOS

15.1. ENCUESTA

15.2. PLANOS

15.3. FICHAS DE PIEZAS ORIGINALES